

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Univerzitní studijní programy

**Řízení elektronického mezinápravového
diferenciálu elektromobilu.**

**Control of an Electronic Interaxle Differential
of Electric Car.**

Student:

Bc. Jiří Metlík

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Metlík**
Studijní program: N3943 Mechatronika
Studijní obor: 3906T007 Automobilová elektronika
Téma: **Řízení elektronického mezinápravového diferenciálu elektromobilu**
Control of an Electronic Interaxle Differential of Electric Car

Zásady pro vypracování:

1. Shrněte dostupné poznatky o způsobech vzájemného propojení hnacích náprav automobilů a popište metody pro řízení rozkladu hnacích sil na nápravy.
2. Sestavte numerický model vozidla s odděleným pohonem obou náprav s elektronickým mezinápravovým diferenciálem.
3. Na základě chování modelu navrhnete algoritmus řízení elektronického mezinápravového diferenciálu.
4. Vyhodnoťte chování a jízdní vlastnosti modelu vozidla s elektronickým mezinápravovým diferenciálem.

Seznam doporučené odborné literatury:


ROBERT BOSCH GmbH.: Automotive Handbook. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2007. 7th edition, 1192 str., ISBN 978-0-8367-1540-0
ERJAVEC, J.: Automotive Technology: A System Approach, 4th Edition, USA 2004, Thomson Learning, 1401 str. ISBN 1-4018-4831-1
KIENKE, K., NIELSEN, L.: Automotive Control Systems. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 512 str. 2nd edition. ISBN 3-540-23139.
RAJAMANI, R.: Vehicle Dynamics and Control. London: Springer New York Dordrecht Heidelberg, 2012. 492 str. e-ISBN 978-1-4614-1433-9

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.**


Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Ing. Petr Palacký, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Petr Noskovič, CSc.
prorektor pro studium

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 19. 5. 2014

.....*medík žvů*.....

podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomové práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 19. 5. 2014

.....*metlík Jiří*.....

Podpis

Jméno a příjmení, titul autora práce: Jiří Metlík, Bc.

Adresa trvalého bydliště autora práce: Libina, 764, 788 05

Anotace diplomové práce

Metlík, J. *Řízení elektronického mezinápravového diferenciálu elektromobilu:* diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Univerzitní studijní programy, 2014, 59 s. Vedoucí práce: Chlebiš, P.

Diplomová práce se zabývá řízením elektronického mezinápravového diferenciálu elektromobilu. Úvodní částí je popis základní koncepce diferenciálu a jeho rozdělení. V další části je rozdělení koncepce pohonu všech kol, používané typy mezinápravových diferenciálu, rozložení hnacího momentu mezi přední a zadní nápravu. Další část je věnována numerického řešení elektromobilu s pohonem všech kol. Zde jsou realizovány návrhy výpočtu kol a modelu vozidla. Třetí částí diplomové práce je návrh algoritmu řízení elektronického mezinápravového diferenciálu. Návrh řízení bude prováděn v prostředí MATLAB SIMULINK. Poslední část diplomové práce se týká zhodnocení vlastností mezi řízeným elektronickým mezinápravovým diferenciálem a bez řízeného elektronického mezinápravového diferenciálu pro pohon 4×4.

Klíčová slova:

Pohon 4×4, mezinápravový diferenciál, rozdělení hnacího momentu, řízení elektrického mezinápravového diferenciálu, algoritmus řízení mezinápravového diferenciálu

Annotation of Diploma (work) Thesis

Metlík, J. *Control of an Electronic Interaxle Differential of Electric Car*: Diploma work Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University Ostrava, University study programmers, 2014, 59 p. Thesis head: Chlebiš, P.

This thesis deals with control of an Electronic Centre Differential of Electric Car. The introduction part is the description of the basic concept differential and its distribution. In the next part of this thesis the distribution concepts is all-wheel drive, the types of center differentials which are being used and the distribution of drive torque between front and rear axle. Other part is dedicated to mathematical model of electric vehicle with all-wheel drive. In this part there is realized proposal calculation of wheel and mathematical model vehicle. Then there is chapter about proposal of control algorithm for electronic Centre differential. This proposal will be realized with use of MATLAB SIMULINK. At the end of the thesis is written about comparison between all-wheel drive with and without controlled electronic Centre differential

Key words:

All wheel drive, Centre differential, Distribution of drive torque, Control of electronic centre differential, Control algorithm of centre differential

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	8
Úvod	12
1 Diferenciál	13
2 Vozidla s pohonem 4×4	15
2.1 Rozdělení pohonu 4×4	16
2.2 Mezinápravový diferenciál	17
2.3 Příklady aktivních systémů pohonu všech kol	19
2.4 Rozdělení koncepce pohonů podle velikosti přenášeného hnacího momentu	20
3 Numerický model s odděleným pohonem obou náprav s elektronickým mezinápravovým diferenciálem	21
3.1 Jízdní odpory	21
3.2 Návrh modelu	26
3.3 Model kola	29
3.4 Svislé zatížení	32
3.5 Parametry simulace elektromobilu	35
4 Řízení elektronického mezinápravového diferenciálu	40
5 Algoritmus řízení mezinápravového diferenciálu a způsob komunikace	45
6 Vyhodnocení chování elektromobilu	48
Závěr	53
Použitá literatura	55
Seznam použitých příloh	59

Seznam použitých symbolů a zkratek

Proměnná	Jednotka	Název proměnné
a	$[m/s^2]$	Zrychlení vozidla
a_B	$[m/s^2]$	Brzdné zpomalení vozidla
B_{ij}	$[N]$	Brzdná obvodová síla
c_i	$[-]$	Koeficienty modelu pneumatik Burckhardt $i=1,2,3$
c_x	$[-]$	Součinitel odporu vzduchu
f_k	$[-]$	Součinitel valivého odporu
F_k	$[N]$	Hnací síla na kolech
F_{zij}	$[N]$	Radiální reakce podložky ($i=1,2,3,\dots$)
$(F_{z1})_{st}$	$[N]$	Statická reakční síla podložky
$(F_{z1})_{dyn}$	$[N]$	Dynamická reakční síla podložky
g	$[m/s^2]$	Tíhové zrychlení
G	$[N]$	Gravitační síla
h	$[m]$	Výška vozovky
h_v	$[m]$	Výška elektromobilu
h_T	$[m]$	Výška těžiště
H_{ij}	$[N]$	Podélná reakční síla vozovky (podélná reakční síla na kolech)
i_c	$[-]$	Celkový převodový poměr
i_0	$[-]$	Stálý převodový poměr

i_p	[-]	Převodový poměr k-tého rychlostního stupně
J_K	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kola k ose otáčení
J_V	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti elektromobilu
l	[m]	Délka vozovky
l_r	[m]	Rozvor nápravy
l_p	[m]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_v	[m]	Délka elektromobilu
l_z	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m	[kg]	Celková hmotnost elektromobilu
m_p	[kg]	Hmotnost elektromobilu připadající na přední nápravě
m_{red}	[kg]	Redukovaná hmotnost
m_z	[kg]	Hmotnost elektromobilu připadající na zadní nápravě
M	[N·m]	Krouticí (točivý)moment
M_{kij}	[N·m]	Hnací moment na kola
M_{kor}	[N·m]	Korekční moment
M_{MR}	[N·m]	Moment motoru
M_{ST}	[N·m]	Setrvačný moment
M_1	[N·m]	Moment připadající na přední nápravě

M_2	[N·m]	Moment připadající na zadní nápravě
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru elektromobilu
O_a	[N]	Odpor zrychlení
O_f	[N]	Odpor valivý
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_{vz}	[N]	Odpor vzdušný
r_k	[m]	Poloměr kola
s	[%]	Sklon svahu (stoupavost vozidla)
s_a	[-]	Skluz při zrychlení vozidla
s_b	[-]	Skluz při brzdění vozidla
s_c	[-]	Celkový skluz
s_y	[-]	Příčný skluz
s_v	[m]	Šířka elektromobilu
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozidla
t_p	[m]	Rozchod přední nápravy
t_z	[m]	Rozchod zadní nápravy
v	[m/s]	Rychlost vozidla
v_r	[m/s]	Rychlost proudění vzduchu kolem vozidla
x	[m]	Dráha
α	[°]	Úhel stoupání (úhel, který svírá svislou rovina vozovka s vodorovnou)
δ	[-]	Součinitel rotačních hmot
η	[%]	Mechanická účinnost

μ_c	[-]	Celkový koeficient tření
μ_x	[-]	Koeficient tření v podélném směru
ρ	[kg/m ³]	Měrná hmotnost vzduchu
ω_{ij}	[rad/s]	Úhlová rychlost kola

Zkratka

Definice zkratky

ABS	Anti-Block System (Protiblokovací brzdňý systém)
ASR	Anti-Slip Regulation (Regulace prokluzu kol)
ECU	Electronic Control Unit (Elektronická řídicí jednotka)
ESP	Electronic Stability Program (Elektronický stabilizační systém)
MD	Mezinápravový diferenciál
MR	Motor
PN	Přední náprava
PP, PL kolo	Přední pravé, Přední levé kolo
PND	Přední nápravový diferenciál
SN	Snímač (snímače)
TBM	Torque Bias Ratio (Podíl klidového točivého momentu)
ZN	Zadní náprava
ZND	Zadní nápravový diferenciál
ZP, ZL kolo	Zadní pravé, Zadní levé kolo

Úvod

V dnešní době se automobilový průmysl neustále vyvíjí, jak z hlediska zvyšování technické úrovně vozidel, tak jejich zvýšení bezpečnosti při provozu. V osmdesátých letech minulého století se u pohonu všech kol začal využívat mechanický mezinápravový diferenciál, který se v dnešní době stále více doplňuje elektronickými řídicími systémy. Postupně se tak nahrazuje mechanický mezinápravový diferenciál elektronicky řízeným mezinápravovým diferenciálem.

První částí řešení diplomové práce shrnuje informace o rozdělení diferenciálu z hlediska uložení mechanických diferenciálů v automobilech. Bude popsáno rozdělení přenášeného hnacího momentu na přední a zadní nápravu.

Ve druhé části diplomové práce je zpracován návrh numerického řešení mezinápravového diferenciálu. Prvním bodem této kapitoly je popis jízdních odporů a určení hnací síly, na jejichž základě je navržen numerický model vozidla. Důležitou součástí modelu vozidla je model pneumatik, který zahrnuje řešení skluzu pneumatik a ztrátového součinitele. Jejich hodnoty jsou využívány pro vyšetřování reakce vozovky při statickém a dynamickém zatížení.

Ve třetí části je provedeno modelování řízení elektronického mezinápravového diferenciálu, které se provádí v prostředí MATLAB SIMULINK. Pro návrh řízení mezinápravového diferenciálu jsou vypočteny klopné momenty karosérie, rychlost a úhel sklonu vozovky, který jsou základem pro řízení. Cílem je získat hodnoty korekčního momentu, který ovlivňuje rozdělení krouticího momentu mezi přední a zadní nápravu.

Závěrečná část diplomové práce se věnuje vyhodnocením chování jízdních vlastností modelu vozidla s použitím elektronického mezinápravového diferenciálu. Je provedeno porovnání vlastností s řízeným mezinápravovým diferenciálem a bez mezinápravového diferenciálu, kde je krouticí moment rozdělen mezi přední a zadní nápravu v poměru 50:50.

1 Diferenciál

Diferenciál je převodové ústrojí sloužící k zajištění samočinného vyrovnání rozdílu otáček hnacích kol při průjezdu zatáčkou. Mezinápravový diferenciál rozděluje hnací krouticí moment (M) na dvě strany kol na přední a zadní nápravy (PN a ZN) motorového vozidla.

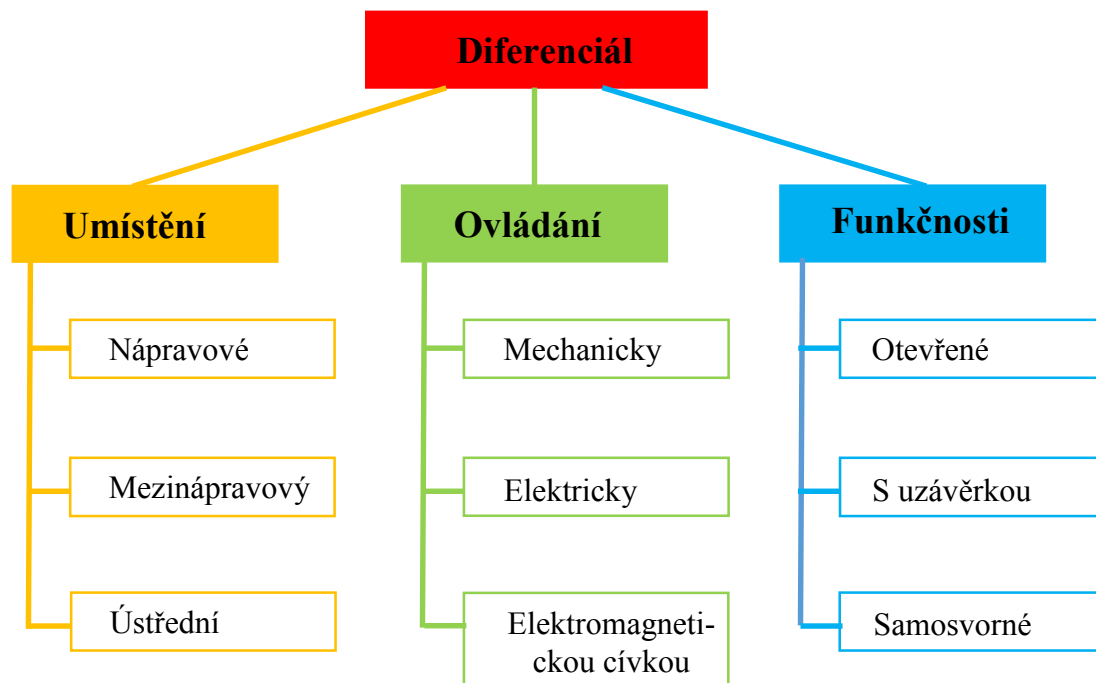
Použitím diferenciálu dojde k odstranění situací, kdy kola hnací nápravy projížděla zatáčkou smykem, taktéž se zlepšila stabilita a ovladatelnost vozidla, snížilo se také opotřebení pneumatik.

Nevýhodou diferenciálu je, že dochází ke tření na ozubení soukolí, což zvýší spotřebu paliva a sníží účinnost vozidla. Provozní nevýhodou je to, že pokud se jedno kolo nápravy dotýká povrchu s nízkým koeficientem tření (led, prach) a druhé kolo nápravy dotýká s podkladem vyšším koeficientem tření (beton, asfalt), dojde při rozjezdu k protáčení jednoho kola nápravy a druhé kolo zůstane stát. Kolo protáčené má až dvakrát rychlejší otáčení než u druhého kola. Proto je diferenciál doplňován závěrkou diferenciálu.

Funkce závěrka diferenciálu spočívá zablokování planetového kola tak, aby se nemohlo relativně otáčet vůči kleci, takže se diferenciál otáčí jako celek. Závěrku diferenciálu musí řidič vyřadit ihned, jakmile vozidlo překoná náročné místo, jinak dojde k tomu, že by vozidlo mělo stejné vlastnosti jako bez diferenciálu.

Rozdělení diferenciálů

Diferenciály můžeme rozdělit podle následujících kritérií. Podle umístění, ovládání (řízení) a podle funkčnosti. Rozdělení vyplývá z obr. 1.



Obr. 1 Rozdělení diferenciálu

Popis všech uvedených diferenciálu zobrazeny na obr. 1 je uvedeno v literatuře [VLK F., 2000], [HERKA M., 2009], [KRIZNIK, 2009].

2 Vozidla s pohonem 4×4

Základním úkolem pohonu všech kol je zajistit, co nejlepší jízdní (trakční) vlastnosti vozidla za zhoršených podmínek na vozovce, v terénu apod. Při těchto provozních podmínkách má vozidlo s pohonem 4×4 lepší stabilitu a tím zvyšuje bezpečnost řidiče i posádky.

První vozidlo s pohonem 4×4 bylo Audi Quattro vyrobeno v roce 1980. Obsahuje dva nápravové a jeden mezinápravový diferenciál. Využití pohonu 4×4 se využívalo jen při zhoršených adhezních podmínkách, kdy pohon zajišťoval vyšší průchodnost vozidla v terénu nebo na sněhu. Výkon byl přenášen na všechna kola. Konstrukce automatického pohonu 4×4 vychází z koncepce pohonu s předními koly, kde pomocí elektronické spojky připojuje pohon zadních kol. Tento typ připojení se provádí přímo bez mezinápravového diferenciálu.

Hlavní přednosti pohonu všech kol oproti pohonu jedné nápravy je:

- zlepšení trakční vlastnosti na kluzké vozovce,
- zlepšení vlastností při rozjezdu a stoupavosti,
- velká schopnost akcelerace u motorů s výkonem nad 120 kW,
- vysoká rezerva stability při průjezdu většími vrstvami sněhu,
- zlepšení vlastností při aquaplaningu,
- příznivé rozdělení zatížení náprav,
- zmenšení nájezdu do zatáčky při ubrání plynu,
- stejnoměrné opotřebení pneumatik.

[ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009]

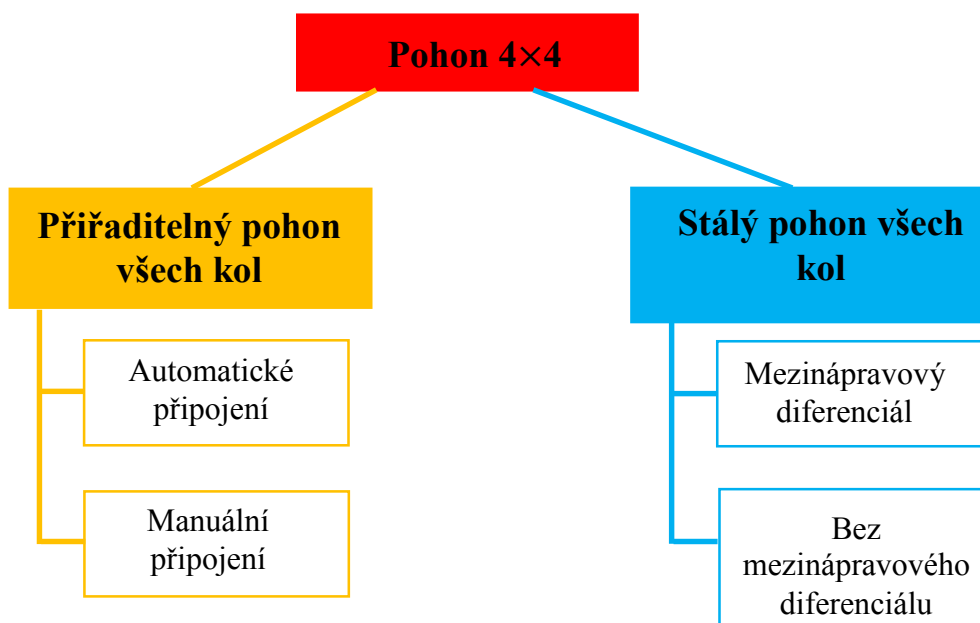
Nevýhody této koncepce jsou

- zvýšené pořizovací náklady,
- vyšší pohotovostní hmotnost vozidla a zhoršené schopnosti akcelerace vozidla u motorů pod 100 kW,
- zvýšená spotřeba paliva (5 až 10%),
- snížení velikosti zavazadlového prostoru.

[ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009]

2.1 Rozdělení pohonu 4×4

Prakticky se vyskytují dvě základní koncepce. Základní rozdělení pohonu všech kol je znázorněné na *obr. 2*.



Obr. 2 Rozdělení koncepce pohonu 4×4

Detailní popis všech uvedených koncepcí je uvedeno v literatuře [ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009], [ŠTĚRBA, P. & ČUPERA, J. 2010], [BLAŽÁK, O. 2008], [MITSUBISHI MOTORS 2011]

2.2 Mezinápravový diferenciál

Mezinápravový diferenciál se používá u vozidel s pohonem všech kol. Z důvodu eliminace pnutí v hnacím ústrojí, které vzniká při rozdílných rychlostech otáčení předních a zadních kol. Mezinápravový diferenciál tak zabraňuje nadměrnému opotřebení hnacího ústrojí. Slouží také ke snížení opotřebení pneumatik a spotřeby paliva. Rozdělení hnacího momentu mezi PN a ZN je obvykle v poměru 50:50. Zablokování mezinápravového diferenciálu je možné pomocí viskózní spojky nebo uzávěrky diferenciálu, která působí v závislosti na požadavcích přenášení momentu.

Při rozdílné adhezi předních a zadních kol (při prokluzu) signalizují čidla otáček kol, společně s protiblokovacím systémem řídicí jednotce, která blokuje diferenciál pomocí elektronicky ovládané více lamelové spojky a v dovolených mezích přenese celý hnací moment jedné nápravy na druhou, která prokluzuje.

Rozdělení mezinápravových diferenciálů

Typy mezinápravových diferenciálů rozdělujeme do tří kategorií.



Obr. 3 Rozdělení mezinápravových diferenciálu podle konstrukce

Mezinápravový diferenciál typu „Torsen”

Diferenciál Torsen je tvořen kombinací čelního a šnekového diferenciálu. Základem je šnekový převod, který může přenášet krouticí moment ze šneku na šnekové kolo, ale nikdy ne naopak. Vyznačuje se s vyšší životností oproti diferenciálům s třecí spojkou.

Torsen pracuje na principu podpory nerovnoměrného rozdělení krouticí momentu, maximální poměr je definován TBR (Torques Bias Ratio). Pokud rozdíl mezi trakci převyší TBR, pomalejší kolo obdrží krouticí moment z rychlejšího kola znásobený TBR. Zbývající moment přispívá k nerovnoměrné akceleraci rychlejšího kola.

Viskózní spojka

Používá se ve vozidlech ke spojení s mezinápravovým diferenciálem. Viskózní spojka je citlivá na rozdíl otáček. Závěrka s viskózní spojkou zajišťuje, aby výstupní hřídele při rozdílu otáček začaly přenášet krouticí moment z rychlejší hřídele na pomalejší. V extrémních případech uzavře prakticky úplně a umožní rozdělení momentu stejně jako úplná závěrka.

Mezinápravová spojka Haldex

Základem mezinápravové spojky Haldex je lamelová spojka, jejíž lamely jsou ponořeny do olejové lázně. Při zvyšování tlaku oleje dojde k postupnému propojování lamel. Se stoupajícím tlakem se ve spojce přenáší stále větší část vstupního momentu na druhou nápravu.

Elektronická řídicí jednotka (ECU) spojky Haldex vyhodnocuje informace ze snímačů otáček kol, polohy plynového pedálu, otáček motoru a činnosti ABS (Anti-Block System) a ASR (Anti-Slip Regulation).

Na základě přijatých informací reguluje velikost a průběh hydraulického tlaku působícího na lamely spojky. Spojka Haldex je rychlá. Stačí vzájemné pootočení vstupního a výstupního hřídele o 45° a ECU vyše pokyn ke zvýšení tlaku. Spojky Haldex dovede rychle a plynule rozdělovat moment na kola PN a ZN od nuly až do poměru 50:50. [BODLÁK M., 2012]

2.3 Příklady aktivních systémů pohonu všech kol

Tyto systémy využívají elektronické řízení aktivních diferenciálů, které slouží pro rozdělení hnacího momentu vypočítaných ECU na základě vstupů. Jsou popsány třemi typy používaných aktivních systémů daných vozidel.

Systém DCCD

Systém mezinápravového diferenciálu je používán ve vozidlech Subaru. Slouží k rozdělení hnacího momentu mezi PN a ZN v poměru 41:59, ale řidič může manuálně určit míru uzavření, to jest (omezení změny poměru, kdy se kola jedné nápravy otáčejí jinými otáčkami, než kola druhé nápravy). Konstrukce je založena na planetovém soukolí, jehož členy se ovládají elektromagneticky spínanými více lamelovými spojkami. Řídící jednotka systému spolupracuje s ABS.

ECU DCCD plní následující funkce, kterými jsou ruční brzda, brzda, mezinápravový diferenciál, kontrola prokluzu, přenášení momentu v závislosti na sešlápnutí akcelérátoru, kontrola teploty oleje zadního diferenciálu apod.

xDrive

Systém používaný na vozidlech BMW pro pohon všech kol je řízen elektronickou mezinápravovou spojkou, která rozděluje hnací moment mezi PN a ZN v poměru 40:60 ve prospěch ZN. Dokáže v případě potřeby přenést až 100% výkonu na PN. Elektronická mezinápravová spojka rozděluje hnací sílu podle adheze na jednotlivá kola, ale také může být použita jako samočinná uzávěrka diferenciálu. Systém vylepšuje prožitek z jízdy i bezpečnost než v porovnání s běžným systémem s pohonem všech kol.

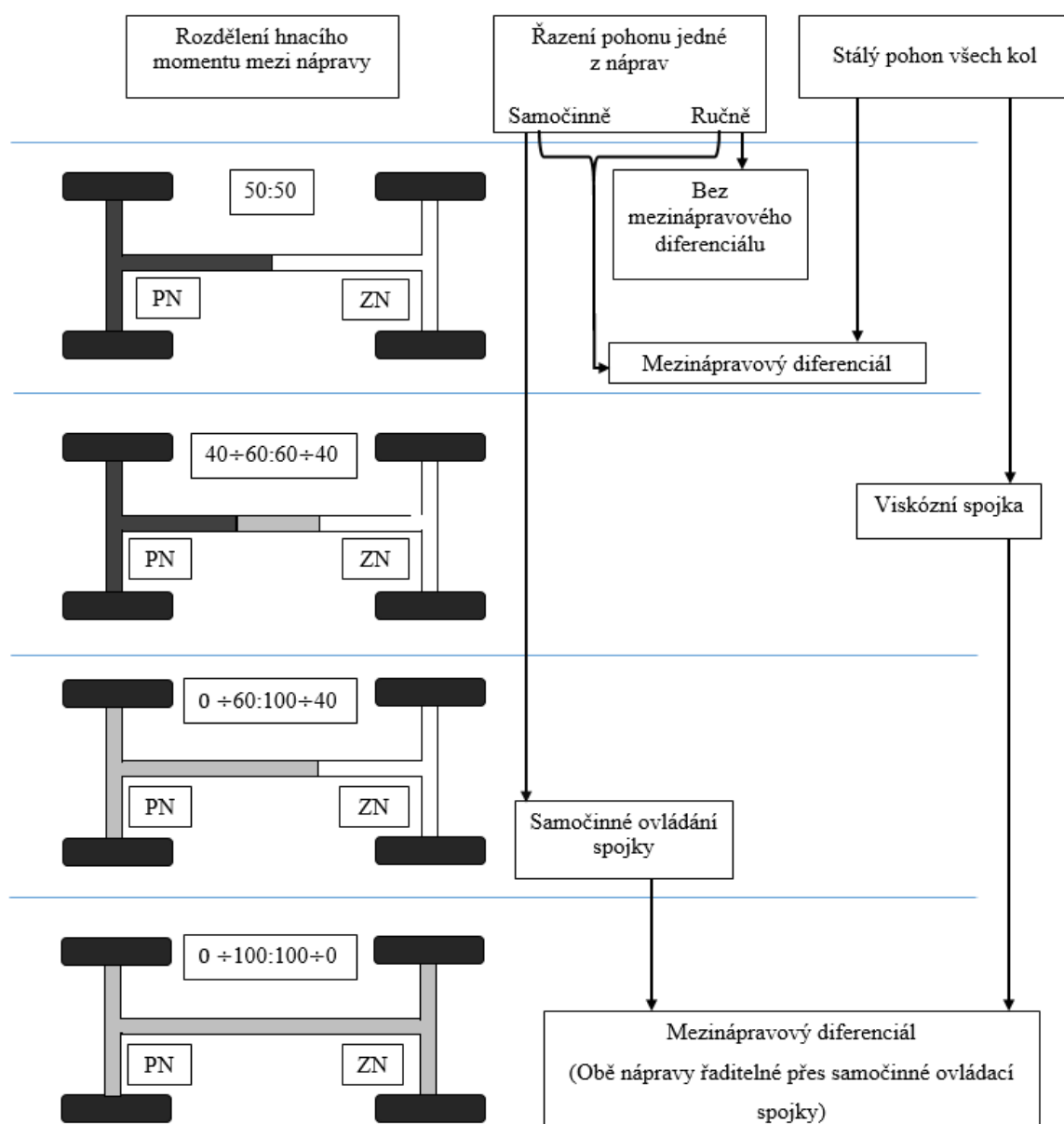
4MATIC

Systém slouží pro zlepšení trakčních schopností a stability u vozidel Mercedes se stálým pohonem všech kol. Funkcí systému je, že stálý pohon na všech kolech pracuje dohromady s elektrickým řízeným systémem. Systém 4MATIC a systém ESP (Electronic Stability Program) pomáhají řidiči zvládat kritické situace.

Důležitou výhodou systému je, že dokáže za všech okolností zvyšovat bezpečnost a jízdní komfort (pohodlí). Jednotlivá kola lze pomocí systému přibrzďovat. Největším problémem je přilnavost k povrchu vozovky. Systém 4MATIC zvyšuje sílu pohonu na kola s lepší přilnavostí k povrchu vozovky. Jádrem aktivního systému je jednostupňová převodovka s otevřeným centrálním diferenciálem, která je přímo spojena s automatickou převodovkou.

2.4 Rozdělení koncepce pohonů podle velikosti přenášeného hnacího momentu

Na obr. 4 můžeme vidět rozdělení hnacího momentu mezi PN a ZN. První řešení rozdělení hnacího momentu mezi PN a ZN je v poměru 50:50. Zbývající rozdělení hnacího momentu je proměnné. Tmavě šedou a bílou barvou jsou označeny části, které při zapojení pohonu zůstávají neměnné za všech provozních situacích. Světle šedá barva znázorňuje proměnné rozložení hnacího momentu mezi PN a ZN.



Obr. 4 Rozdělení koncepce pohonu podle velikosti přenášeného hnacího momentu jednotlivými nápravami [ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009]

[ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009], [BODLÁK M., 2012], [SUBARU, 2009]

3 Numerický model s odděleným pohonem obou náprav s elektronickým mezinápravovým diferenciálem

V této části práce bude proveden návrh modelu vozidla s pohonem 4×4. Při tvorbě numerického modelu vozidla s pohonem 4×4 vycházíme ze vztahů pro mechanickou konstrukci diferenciálu. Bude uvažována struktura modelu dvoustopého vozidla. Tato koncepce vychází z trakčních sil (odporových sil).

Řešení numerického modelu vychází ze základních matematických vztahů, které jsou potřebné pro sestavení dynamických rovnic modelu vozidla. Prvním krokem je stanovení všech hnacích sil a jízdních odporů do těžiště vozidla.

3.1 Jízdní odpory

Jsou to odporové síly působící proti pohybu vozidla. Hnací síla (F_k) musí překonat jízdní odpory, kterými jsou odpor valivý (O_f), odpor vzdušný (O_{vz}), odpor stoupání (O_s), odpor zrychlení (O_a), neboli setrvačný odpor.

Ze strany pohonu platí obecná rovnice hnací síly působící na kola od hřídele motoru.

$$F_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_{MR} \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta}{r_k} = \frac{M_{MR} \cdot i_c \cdot \eta}{r_k} \quad (1)$$

kde:

- M_k – hnací moment kola
- M_{MR} – moment motoru
- i_c – celkový převodový poměr
- i_0 – stálý převodový poměr
- i_p – převodový poměr k-tého rychlostního stupně
- r_k – poloměr kola
- η – mechanická účinnost

Tato síla musí být v rovnováze se silovými účinky všech jízdních odporů.

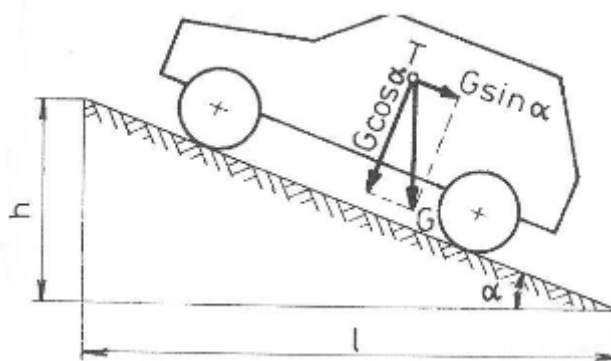
Vyjádření hnací síly k překonání jízdních odporů vozidla je dáno vztahem:

$$F_K = O_f + O_{vz} + O_a + O_s \quad (2)$$

kde: F_K – hnací síla
 O_a – odpor zrychlení
 O_f – odpor valivý
 O_s – odpor stoupání
 O_{vz} – odpor vzdušný

Odpor valivý

Vzniká deformací pneumatik s vozovkou. Celkový odpor valení je dán součtem odporu valení na jednotlivých kolech, jako velikost závisí pouze na zatížení kola. Na obr. 5 je znázorněn princip rozložení tíhové síly pro odpor valení a pro odpor stoupání.



Obr. 5 Určení odporu na nakloněné rovině [VLK, F. 2003]

Budeme-li uvažovat na všech kolech stejný odpor valení, bude vzorec vypadat následovně:

$$O_f = \sum O_{fi} = \sum F_{zij} \cdot f_{ki} = G \cdot f_k = m \cdot g \cdot f_k \cdot \cos(\alpha) \quad (3)$$

kde: f_k – součinitel valivého odporu
 F_{zij} – svislé zatížení kola
 g – tíhové zrychlení
 G – tíhová síla
 m – hmotnost vozidla
 α – úhel stoupání (úhel, který svírá svislou rovinu vozovka s vodorovnou)

Následující tabulka zobrazuje součinitele odporu valení pro různé typy povrchu vozovky.

Tab. 1 Hodnoty součinitele odporu valení pro typické povrchy

[ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009]

Druh vozovky	Stav vozovky	Součinitel odporu valení f_k
Asfalt	Suchý	0,005 ÷ 0,015
	Mokrý	0,008 ÷ 0,02
Beton		0,015 ÷ 0,025
Náledí		0,01 ÷ 0,025
Sníh		0,2 ÷ 0,3

Odpor vzdušný

Je nezávislý na hmotnosti vozidla. Při jízdě vozidla vzniká proudění vzduchu kolem karosérie. Část vzduchu je protlačena prostorem pod spodní částí vozidla a povrchem vozovky. Vzdušný odpor závisí pouze na velikosti čelní plochy vozidla, aerodynamice a měrné hmotnosti vzduchu. Rovnice pro výpočet odporu vzduchu vypadá následovně:

$$O_{vz} = c_x \cdot S_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_r^2 \quad (4)$$

kde: c_x – součinitel odporu vzduchu

S_x – čelní plocha vozidla

v – rychlost vozidla

v_r – rychlost proudění vzduchu kolem vozidla

ρ – měrná hmotnost vzduchu

Rychlost proudění vzduchu kolem vozidla v_r ve vzorci zahrnuje, jak rychlost vozidla, tak i rychlost směru větru. Při praktickém řešení uvažujeme, že rychlost proudění vzduchu kolem vozidla se rovná rychlosti vozidla (stav bezvětří). V tab. 2 jsou napsány hodnoty čelní plochy a součinitele odporu pro různý typ vozidla.

Tab. 2 Hodnoty součinitele odporu a čelní plochy osobních vozidel [VLK, F. 2003]

Vozidlo	Čelní plocha S_x [m ²]	Součinitel odporu c_x [-]
Osobní automobil	1,6 ÷ 2,0	0,3 ÷ 0,4
Sportovní vozy	1,3 ÷ 1,6	0,3 ÷ 0,35
Závodní vozy – nekrytá kola	0,7 ÷ 1,3	0,4 ÷ 0,6
Závodní vozy – krytá kola	0,8 ÷ 1,5	0,25 ÷ 0,35

Odpor zrychlení (setrvačný odpor)

Je to jízdní odpor, který vzniká překonáním setrvačnosti vozidla při zrychlení. Při zrychlování působí odpor proti směru pohybu a při zpomalování působí ve směru pohybu stejně, jako hnací síla.

$$O_a = m_{red} \cdot a = m \cdot a \cdot \delta = m \cdot \ddot{x} \cdot \delta \quad (5)$$

kde: a – zrychlení vozidla
 m_{red} – redukovaná hmotnost
 \ddot{x} – druhá derivace dráhy
 δ – součinitel rotačních hmot

Zavedená redukovaná hmotnost se stává z hmotnosti vozidla a redukovaných hmotností rotujícího hnacího ústrojí a vlečených kol. Součinitel rotačních hmot použitý u osobních automobilů je v rozsahu pro první převodový stupeň 1,2 až 1,5 a pro nejvyšší rychlostní stupeň 1,05 až 1,08.

Odpor stoupání

Je roven složce tíhy ve směru jízdy. Stoupání je většinou uváděno v procentech. Určení vztahu odporu stoupání vychází z obr. 5.

$$O_s = \pm G \cdot \sin(\alpha) = \pm m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (6)$$

Kladné znaménko v rovnici odpovídá jízdě do svahu a opačné znaménko zase označuje jízdu ze svahu.

Při praktickém řešení se obvykle může místo úhlu stoupání použít sklon svahu s . Tato rovnice opět vychází z obr. 5.

$$s = \frac{h}{l} = \tan(\alpha) \quad (7)$$

kde: h – výška vozovky
 l – délka vozovky
 s – sklon svahu (stoupání)

Potom můžeme pro malé úhly ($\alpha \leq 17^\circ$) uvažovat $\sin(\alpha) = \tan(\alpha)$ psát.

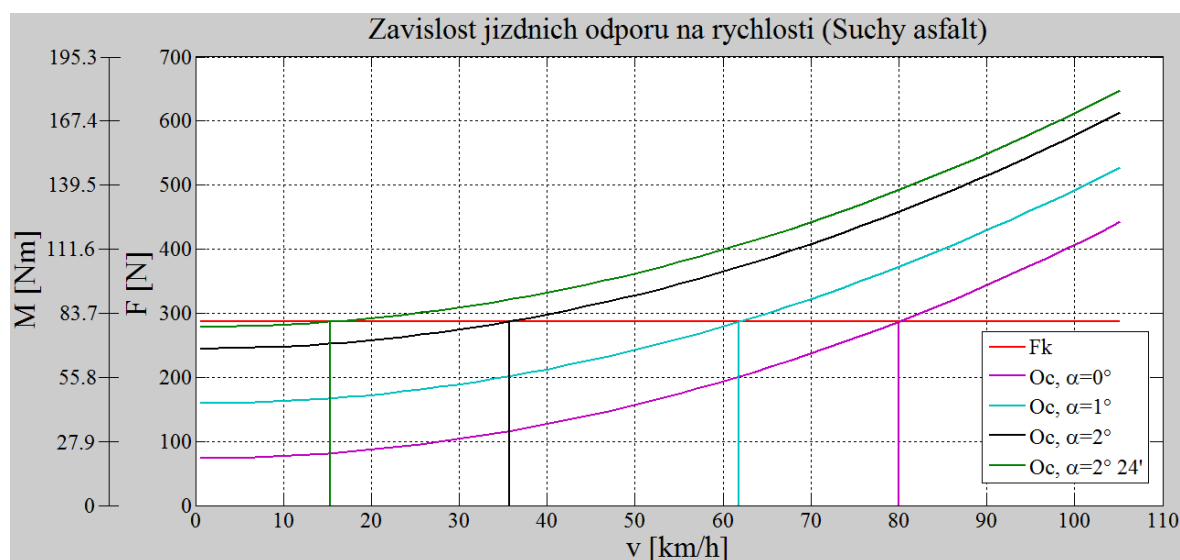
$$O_s = \pm s \cdot G = \pm s \cdot m \cdot g \quad (8)$$

Shrnutí všech uvedených jízdních odporů pro hodnoty koeficientů součinitele odporů valení, čelní plocha vozidla, součinitel odporu vzduchu a podobně můžeme vytvořit graf na obr. 6.

Celý výpočet byl proveden, pro následující parametry vozidla:

Celková hmotnost elektromobilu $m=500$ kg, je použito dvou motorů, jejichž celkový moment $M=80$ Nm, otáčky motoru $n=1000$ min⁻¹, účinnost motoru $\eta=100$ %, převodový poměr $i_c=1$, poloměr kola $r_k=279$ mm, čelní plocha elektromobilu $S_x=1,152$ m², součinitel odporu vzduchu $c_x=0,6$, hustota vzduchu $\rho=1,25$ kg/m³, součinitel odporu valení pro povrch suchý asfalt $f_k=0,015$.

Z těchto parametrů vozidla byl vykreslen graf závislost hnací síly a jízdních odporů.

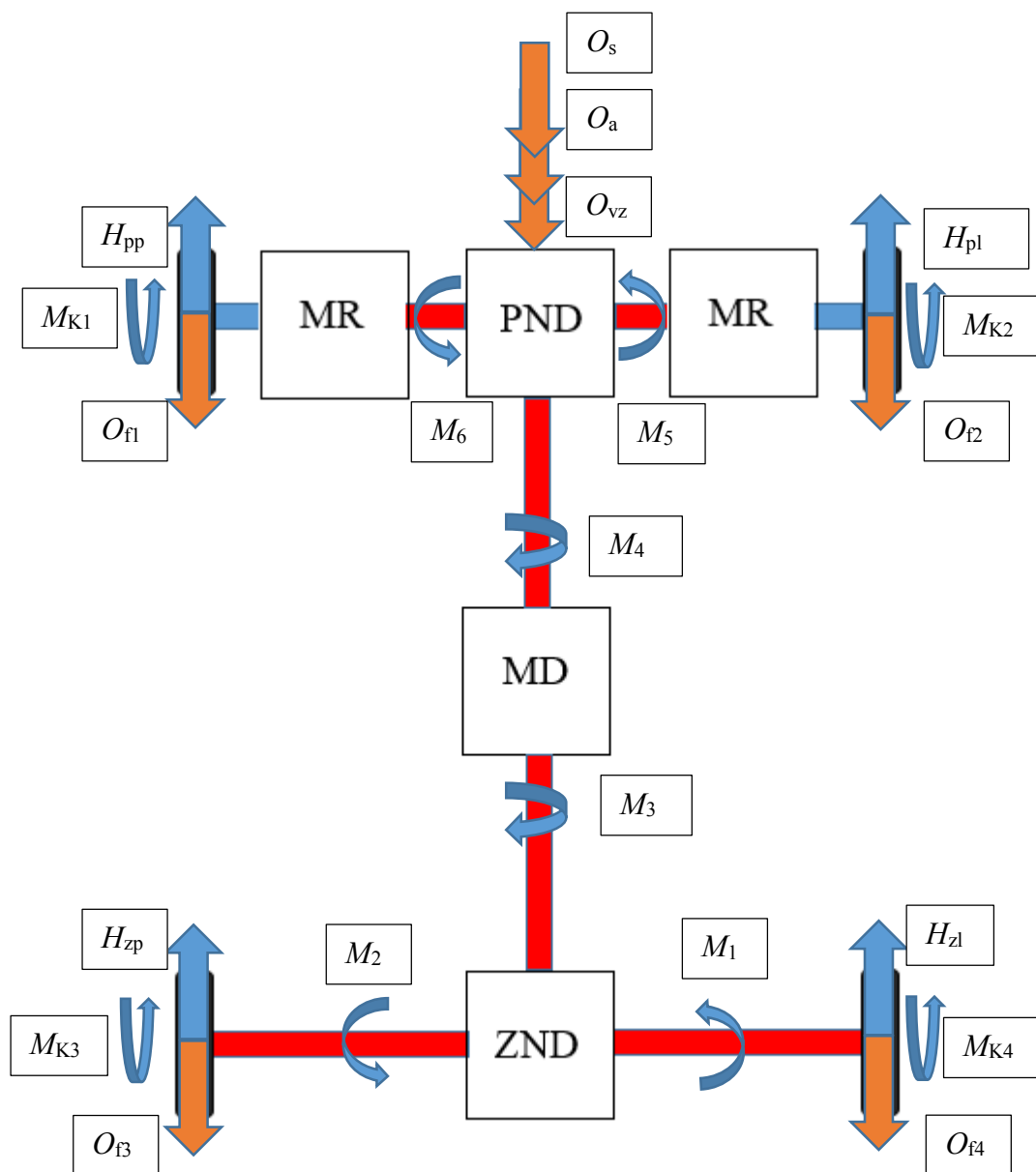


Obr. 6 Charakteristika hnací síly a ztráty odporu působící na elektromobil

Na obr. 6 vidíme celkovou hnací sílu vozidla a jízdní odpory působící proti pohybu vozidla. Konstantní průběh nám označuje hnací sílu vozidla danou motorem. Další průběhy, které rostou exponenciálně, znázorňují celkové jízdní odpory. Maximální rychlost vozidla za daných podmínek získáme v průsečíku výsledného jízdního odporu. Průsečíkem jízdních odporů a hnací síly zjistíme maximální rychlost při jízdě po rovině, která se rovná 80 km/h. Ostatní průběhy nám zobrazují, jak se sníží maximum rychlosti při jízdě do svahu např. při sklonu 1° se maximální rychlost sníží na 63 km/h.

3.2 Návrh modelu

Po sestavení obecných rovnic trakčních sil v těžišti vozidla se přesuneme k návrhu sestavení numerického modelu dvoustopého vozidla s pohonem 4×4 pro pohyb v přímém směru. Rozložení všech trakčních sil a momentů včetně jízdních odporů je na obr. 7.

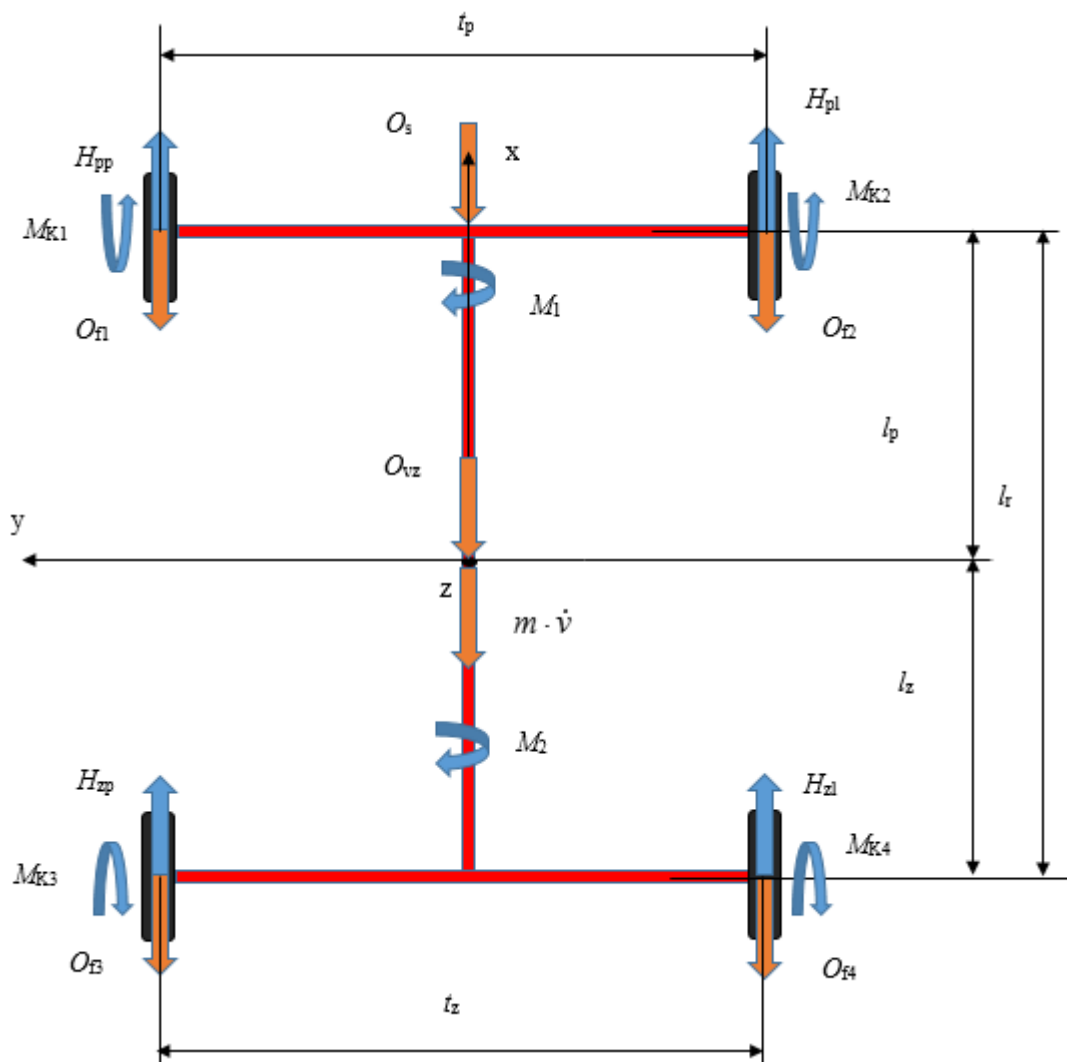


Obr. 7 Konstrukce půdorysu automobilu 4×4 pro návrh řešení

kde: MD – mezinápravový diferenciál, ZND – zadní nápravový diferenciál, PND – přední nápravový diferenciál, MR – motor, index pp, pl kola je přední pravé a přední levé kolo, index zp, zl kola je zadní pravé a zadní levé kolo.

Pro lepší orientaci a snadné určení rovnováhy sil bude obr. 7 upraven do podoby na obr. 8. Na tomto modelu uvažujeme se směrem jízdy vpřed, bez jízdy do zatáčky.

Podle tohoto modelu sestavíme rovnováhu sil a momentů působících na vozidlo v přímém směru, v souřadném systému x, y, z , kde osa x má směr podélné osy vozidla, y příčné osy a z osy kolmé na vozovku v místě těžiště vozidla.



Obr. 8 Dvoustopý rovinný model vozidla s rozložením sil

kde

- l_r – rozvor nápravy
- l_p – vzdálenost těžiště od PN
- l_z – vzdálenost těžiště od ZN
- M_1 – moment na PN
- M_2 – moment na ZN
- t_p – rozchod PN
- t_z – rozchod ZN

Podle obr. 8 budou sestaveny vztahy, kde se v rovnováze sil nebude vyskytovat odpor valivý, protože ten se bude určovat u řešení modelu kola:

Rovnováha sil v ose x

$$\sum F_x = 0$$

$$H_{pp} + H_{pl} + H_{zp} + H_{zl} - O_{vz} - O_s - O_a = 0 \quad (9)$$

kde H_{ij} – podélná obvodová reakční síla vozovky (na kolech)
dosadíme a upravíme rovnici:

$$m \cdot \dot{v} = H_{pp} + H_{pl} + H_{zp} + H_{zl} - c_x \cdot S_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (10)$$

Rovnováha sil v ose y

$$\sum F_y = 0 \quad (11)$$

V ose y nepůsobí žádná síla, protože vozidlo se pohybuje v přímém směru.

Rovnováha momentů v ose z

$$\sum M = 0 \quad (12)$$

Jelikož vozidlo se pohybuje směrem dopředu, nepůsobí žádný moment v ose z.

Pro určení hnacího momentu mezi PN a ZN potřebujeme další potřebné rovnice. Podle obr. 8 sestavíme rovnice připadající na PN a ZN, které jsou následovně.

Pro PN je definován hnací moment:

$$M_1 = M_{k1} + M_{k2} = 2 \cdot M_{k1} \quad (13)$$

Pro ZN je definován hnací moment:

$$M_2 = M_{k3} + M_{k4} = 2 \cdot M_{k3} \quad (14)$$

Kde v rovnicích uvažuji, že rozdělení hnací moment mezi levé a pravé kolo jsou si rovny, z toho důvodu jsem provedl zjednodušení rovnice.

3.3 Model kola

Nejdůležitější součástí dynamiky vozidla je model kola, bez kterého by nebylo možné určit např. boční vodící síly, nebo reakce působící na vozovku v podélném směru. Řešení problematiky je velice obsáhlé, proto existují různé simulační modely kol. Většina modelů je získána z odvozených empirických vztahů, které jsou získány měřením.

Při řešení simulace mezinápravového diferenciálu uvažujeme jízdu v podélném směru. Při řešení jízdy v podélném směru se není nutné zabývat rychlostí středu kol v_{ij} proto, že rychlosti všech kol jsou stejné. Nemá smysl se zabývat ani směrovou úchylkou kol, protože simulační model neuvažuje jízdu v zatáčce a protože mezinápravový diferenciál řeší rozdělení hnacího momentu na jednotlivé nápravy, což je při jízdě v zatáčce minimální. Při řešení modelu kol pro mezinápravový diferenciál si musíme uvědomit, že model řeší dva základní stavy, a to při zrychlování vozidla a při brzdění vozidla.

Skluz kola

Při rovinném pohybu vozidla vzniká příčný a podélný skluz kol. Při určení podélného skluzu pneumatik vycházíme z obvodové rychlosti kola a rychlosti středu kola. Obvodovou rychlost určíme z úhlové rychlosti ω_{ij} a poloměru kola r_k . Úhlovou rychlost získáme z rovnice, kterou vytvoříme z obr. 9 – a pro zrychlování vozidla a pro brzdění z obr. 9 – b.

$$\begin{aligned} a) \quad J_K \cdot \dot{\omega}_{ij} &= M_{Kij} - O_{ij} \cdot r_k - H_{ij} \cdot r_k \\ b) \quad J_K \cdot \dot{\omega}_{ij} &= -M_{Bij} - O_{ij} \cdot r_k + B_{ij} \cdot r_k \end{aligned} \quad (15)$$

kde B_{ij} – brzdná obvodová síla $B_{ij} = -H_{ij}$
 J_K – moment setrvačnosti kola
 ω_{ij} – úhlová rychlost příslušného kola
 M_{Bij} – brzdny moment příslušného kola
 M_{Kij} – hnací moment příslušného kola $M_{Kij} = F_{ij} \cdot r_k$
 O_{ij} – valivý odpor kola $O_{ij} = F_{zij} \cdot f_k$

Určení skluzu při zrychlení v podélném směru

$$s_a = \frac{\omega_{ij} \cdot r_k - v_{ij}}{\omega_{ij} \cdot r_k} \quad \text{pro } \omega_{ij} \cdot r_k > v_{ij} \quad (16)$$

kde s_a – skluz při zrychlení vozidla

Skluz při brzdění je dán vztahem

$$s_b = \frac{\omega_{ij} \cdot r_k - v_{ij}}{v_{ij}} \text{ pro } \omega_{ij} \cdot r_k \leq v_{ij} \quad (17)$$

kde s_b – skluz při brzdění vozidla

Příčný skluz s_y v našem případě nepočítáme z důvodu, že uvažujeme jízdu v podélném směru, která byla řešena v úvodní části této podkapitoly.

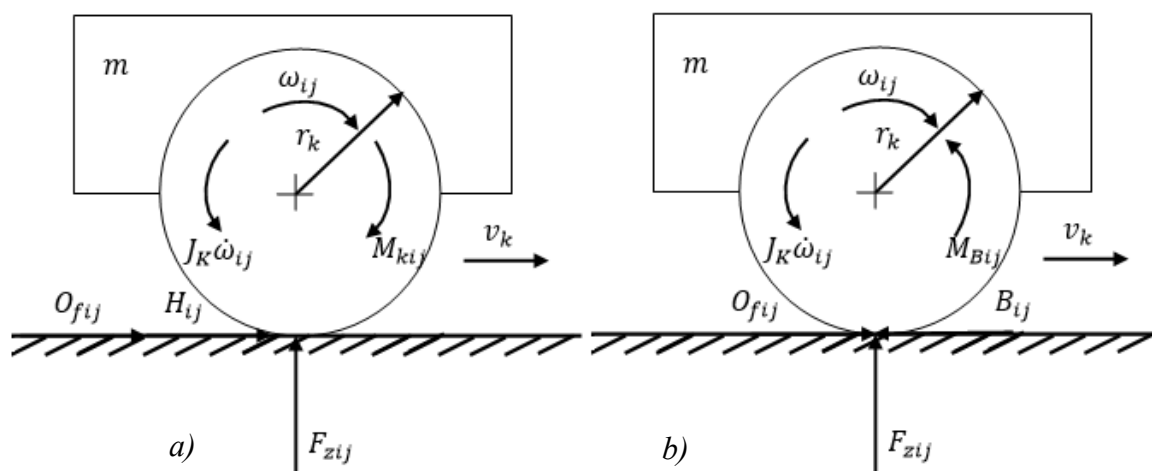
Celkový výsledný skluz pneumatik vypočítán geometrickým součtem a rozsah se pohybuje od 0 po 1.

$$s_c = \sqrt{s_a^2 + s_y^2} = \sqrt{s_a^2} = |s_a| \quad (18)$$

$$s_c = \sqrt{s_b^2 + s_y^2} = \sqrt{s_b^2} = |s_b|$$

kde s_y – příčný skluz

s_c – celkový skluz



Obr. 9 Model otáčejícího se kola a) zrychlování, b) brzdění [MINKS J., 2012]

Koeficient tření

Tření nebo také koeficient přilnavosti μ je definován poměrem mezi reakční silou vozovky F_{zij} vůči podélné reakční síle H_{ij} nebo reakční silou vozovky F_{zij} vůči podélné brzdě reakční síle B_{ij} . Přenositelná obvodová reakční síla a obvodová síla mezi kolem a vozovkou je dána vztahem:

$$\mu_x = \frac{H_{ij}}{F_{zij}} = \frac{B_{ij}}{F_{zij}} \quad (19)$$

kde μ_x – koeficient tření v podélném směru

Koeficient tření můžeme vypočítat pomocí empirického vztahu podle modelu Burckhardt pro zrychlování a brzdění následovně.

$$\mu_c = c_1 \cdot \left(1 - e^{-c_2 \cdot s_{a(b)}}\right) - c_3 \cdot s_{a(b)} \quad (20)$$

kde index a značí skluz při zrychlování a index b značí skluz při brzdění

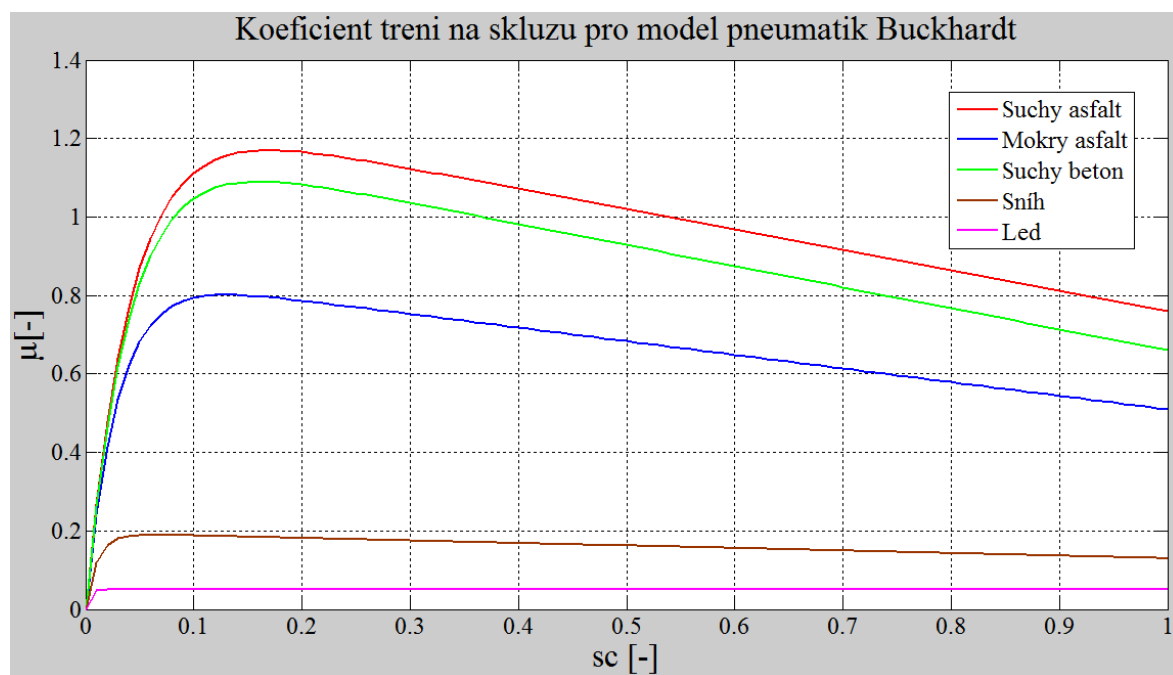
c_1, c_2, c_3 – koeficient modelu pneumatik Burckhardt (uvedeny v tab. 3)

μ_c – celkový koeficient tření

Tab. 3 Koeficienty pneumatik modelu Burckhardt/[MINKS J., 2012]

Povrch vozovky	c_1 [-]	c_2 [-]	c_3 [-]
Asfalt-suchý	1,2801	23,99	0,52
Asfalt-mokrý	0,857	33,822	0,347
Beton-suchý	1,1973	25,168	0,5373
Sníh	0,1946	94,129	0,0646
Náledí	0,05	306,39	0

Pro jednotlivé povrchy jsou použity různé koeficienty pneumatik, s využití koeficientů pneumatik výpočtu skluzu jsem určil průběhy koeficientu tření vůči skluzové přilnavosti pro model pneumatik Burckhardt, který je zobrazen na obr. 10.



Obr. 10 Průběhy součinitelů tření pro model pneumatik kol Burckhardt

[KIENKE, K. & NIELSEN, L. 2005]

Při určení koeficientu tření ve směru osy jízdy vozidla se z důvodu pohybu vozidla v přímém směru se celkový skluz rovná skluzu v přímém směru. Tyto skluzy se pokrátí a zůstane následující vztah:

$$\mu_x = \mu_c \cdot \frac{s_a}{s_c} = \mu_c \cdot \frac{s_b}{s_c} \quad (21)$$

Podle vztahu (21) určíme reakční sílu působící mezi kolem a vozovkou v podélném směru (ose x)

3.4 Svislé zatížení

Svislé zatížení na jednotlivých nápravách je složeno ze dvou částí a to statické, které je dána polohou těžiště a dynamické, které je závislé na setrvačných silách vznikajících v těžišti.

Při řešení se musíme nacházet v souřadném systému v těžišti (průsečík os x, y je pod těžištěm).

Zrychlení působící v přímém směru (ose x)

$$a_x = \dot{v}_v \quad (22)$$

Brzdné zpomalení a_B je dáno vztahem

$$a_B = -a = -\dot{v}_v \quad (23)$$

Ze zavedených veličin získáme rozložení svislých sil působící na PN a ZN. Jestliže vozidlo zrychluje na nakloněné rovině pod úhlem stoupání α , jak je znázorněno na obr. 11 a obr. 12 budou dány vztahy:

Rekční síla připadající na PN.

$$F_{z1} = (F_{z1})_{st} + (F_{z1})_{dyn}$$

$$F_{z1} = m \cdot g \cdot \frac{l_z}{l_r} \cdot \cos(\alpha) - m \cdot g \cdot \frac{h_T}{l_r} \cdot \sin(\alpha) \mp m \cdot a \cdot \frac{h_T}{l_r} \quad (24)$$

kde $(F_{z1})_{st}$ – statická reakční síla

$(F_{z1})_{dyn}$ – dynamická reakční síla

h_T – výška těžiště

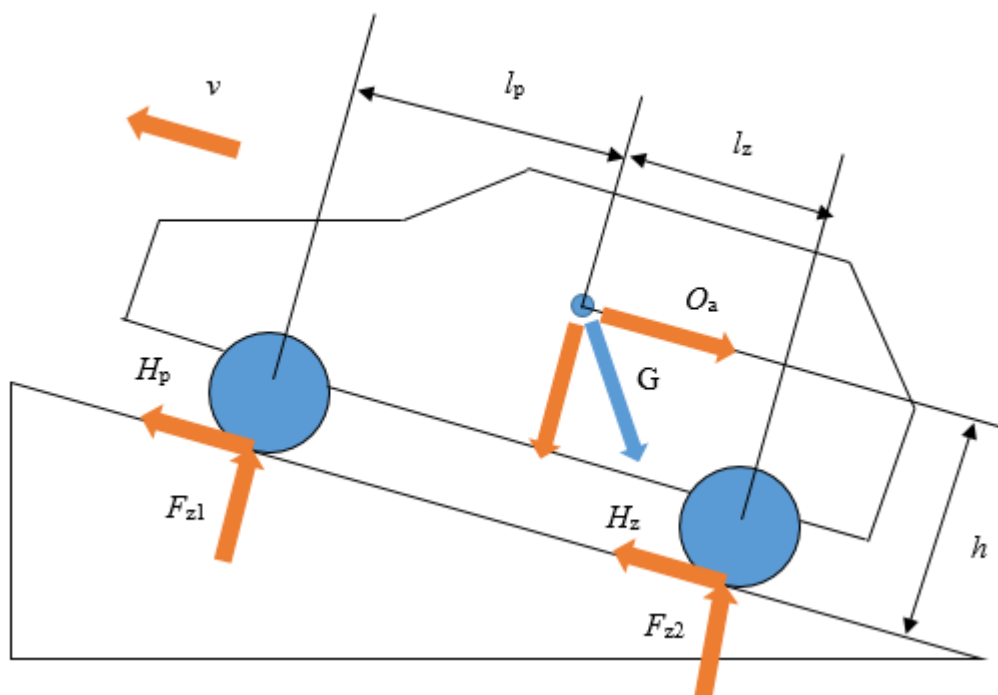
Rekční síla připadající na ZN.

$$F_{z2} = (F_{z2})_{st} + (F_{z2})_{dyn}$$

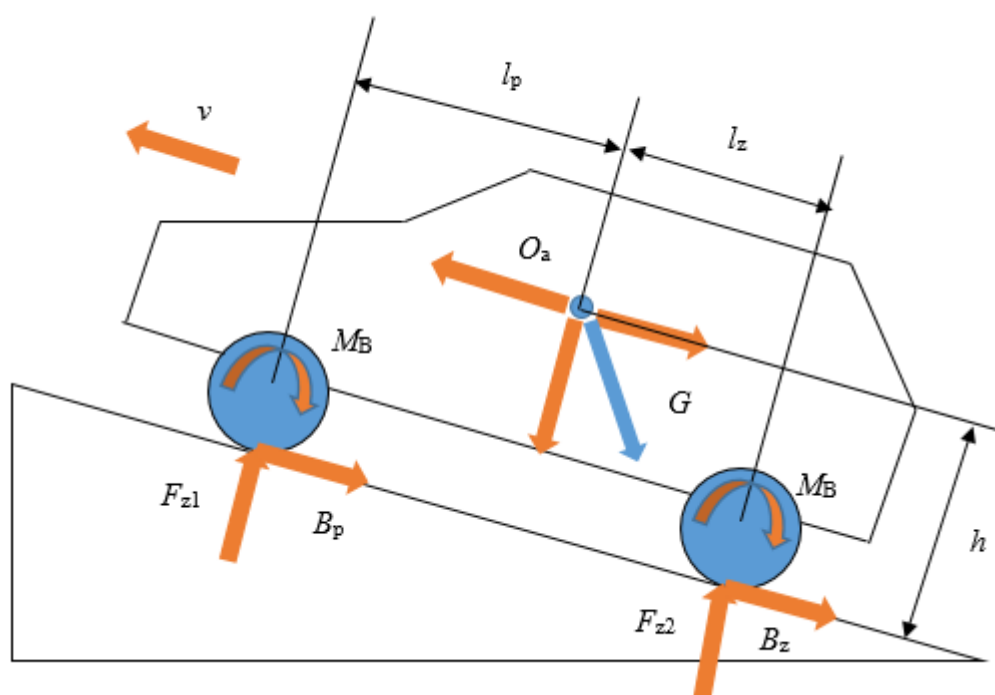
$$F_{z2} = m \cdot g \cdot \frac{l_p}{l_r} \cdot \cos(\alpha) + m \cdot g \cdot \frac{h_T}{l_r} \cdot \sin(\alpha) \pm m \cdot a \cdot \frac{h_T}{l_r} \quad (25)$$

Při řešení reakční síly je dynamická reakční síla ovlivněna tím jestli vozidlo zrychluje nebo vozidlo začne brzdit. V rovnicích horní znaménko definuje stav pro zrychlování vozidla a spodní znaménko definuje brzdění vozidla.

Závěrem podkapitoly si můžeme povšimnout, že při brzdění působí setrvačná síla v opačném směru než při zrychlování. Vypočet reakčních sil během brzdění vychází z obr. 12, která je totožná s obr. 11 s tím rozdílem, že zrychlení je změněno na brzdění.



Obr. 11 Rozložení svislých sil během zrychlení



Obr. 12 Rozložení svislých sil během brzdění

3.5 Parametry simulace elektromobilu

Laboratorní model elektromobilu

Práce je zaměřena na návrh řízení mezinápravového diferenciálu pro laboratorní model DEMOCAR. V předchozích bodech byl sestaven simulační model na základě matematických vztahů, který je realizován v prostředí MATLAB SIMULINK. Při řešení simulační studie se vychází z parametrů v tab. 4. Jako maximální brzdný moment elektromobilu, byl stanovený jmenovitým moment, použitého elektromobilu. (Tzv. opomíjí se účinek mechanických brzd)

Vstupní parametry simulačního modelu jsou sepsány v tab. 4.

Tab. 4 Parametry simulačního modelu

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Celková hmotnost elektromobilu	m	500	[kg]
Hmotnost vozidla připadající na PN	m_p	275	[kg]
Hmotnost vozidla připadající na ZN	m_z	225	[kg]
Jmenovitý brzdý moment jednoho motoru	M_B	40	[N·m]
Jmenovitý moment jednoho motoru	M_{MR}	40	[N·m]
Maximální otáčky jednoho motoru	n	1000	[min ⁻¹]
Účinnost motoru	η	100	[%]
Délka elektromobilu	l_v	2,106	[m]
Rozvor nápravy	l_r	1,49	[m]
Vzdálenost těžiště od PN	l_p	0,8195	[m]
Vzdálenost těžiště od ZN	l_z	0,6705	[m]
Šířka elektromobilu	s_v	1,18	[m]
Rozchod předních kol	t_p	1,02	[m]
Rozchod zadních kol	t_z	1,02	[m]
Poloměr kola	r_k	0,279	[m]
Výška elektromobilu	h_v	1,37	[m]
Výška těžiště	h_T	0,47	[m]
Převodový poměr	i_c	1	[-]
Moment setrvačnosti kola k ose otáčení	J_K	4	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti elektromobilu	J_V	242,82	[kg·m ²]
Čelní plocha elektromobilu	S_x	1,152	[m ²]
Součinitel odporu vzduchu	c_x	0,6	[-]
Součinitel odporu valení	f_k	Hodnoty v tab. 1	
Hustota vzduchu	ρ	1,25	[kg/m ³]

Ze známých hodnot hmotnosti a rozměrů elektromobilu dopočítáme zbývající veličiny.

Vzdálenost těžiště od PN

$$l_p = l_r \cdot \frac{m_z}{m} \quad (26)$$

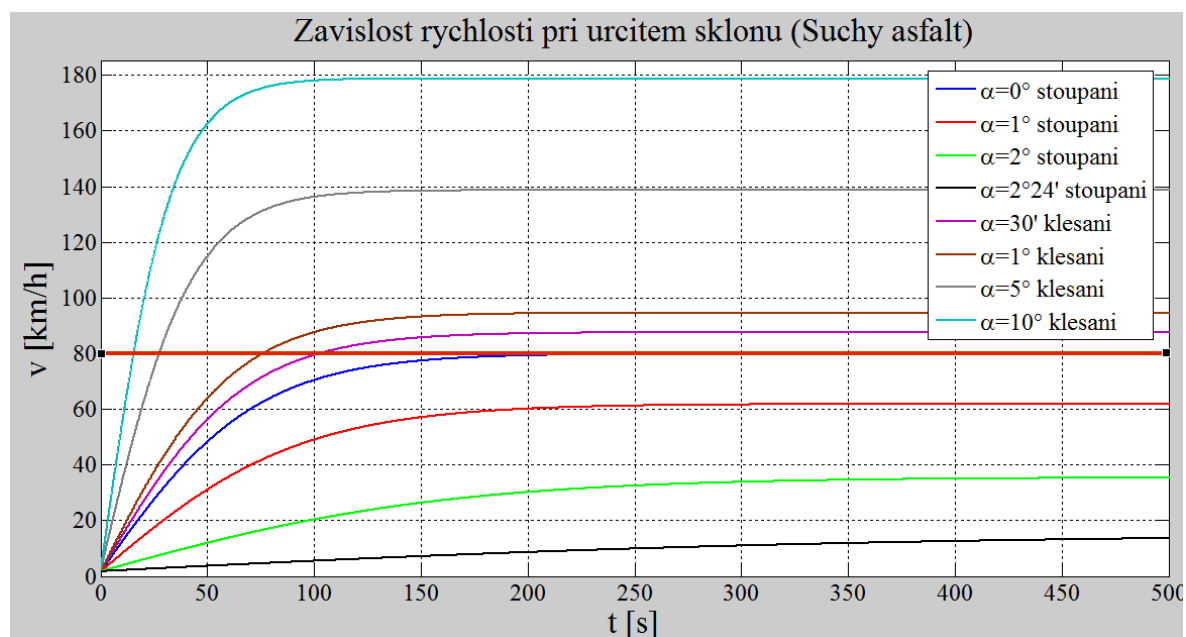
Vzdálenost těžiště od ZN

$$l_z = l_r \cdot \frac{m_p}{m} \quad (27)$$

Moment setrvačnosti

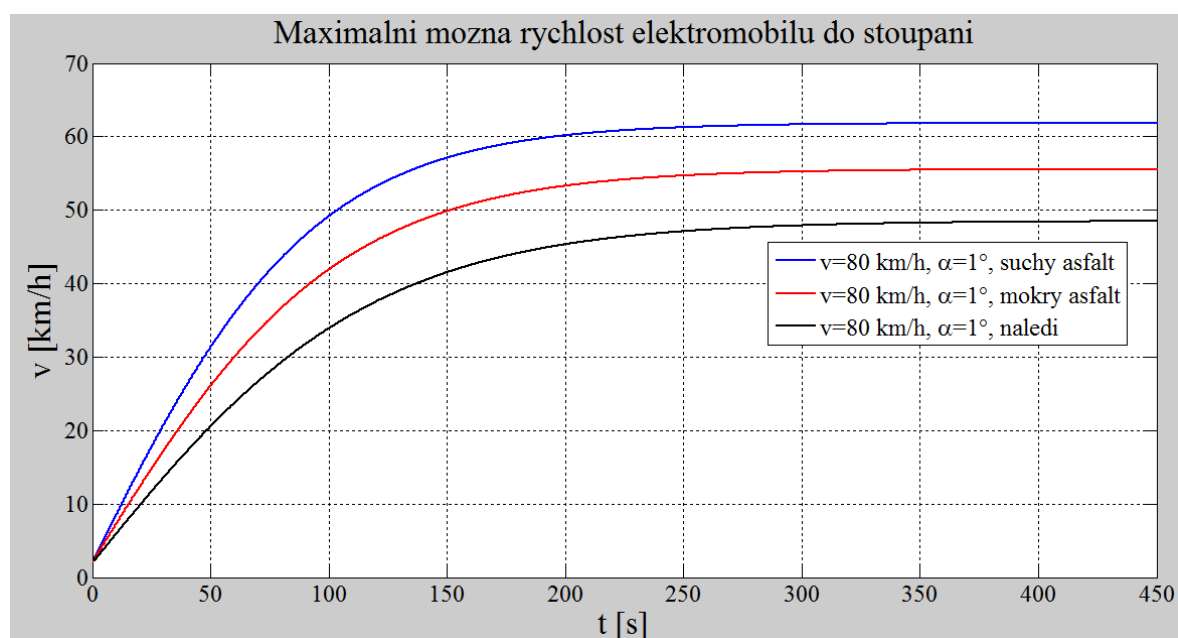
$$J_v = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (l_v^2 + s_v^2) \quad (28)$$

Na obr. 13 jsou průběhy rychlosti v závislosti na sklonu roviny pohybu elektromobilu. Můžeme si všimnout, že pro různé sklony dosáhne elektromobil ustálené rychlosti za různý čas. Při klesání 10° by se maximální rychlost elektromobilu pohybovala kolem 180 km/h, tím můžeme posoudit, že jede-li elektromobil ze svahu, tak odpor stoupání působí ve směru pohybu elektromobilu. Při větší hodnotě klesání by se elektromobil pohybovalo mnohem rychleji, než při jízdě do svahu, kde může dojít při určitém sklonu vozovky, že elektromobil začne couvat i když využije maximální výkon motoru. Na obrázku vidíme nastavení požadované rychlosti, která odpovídá $v=80$ km/h. Podle této rychlosti je posuzováno za jakou dobu se elektromobil dostane do požadované rychlosti. Při klesání 10° by se požadovaná rychlost ustali za velmi krátkou dobu. Největší rozdíl je při jízdě do svahu. Čím větší sklon stoupání je, tím je menší maximální možná rychlost elektromobilu. Maximálně použitý úhel sklonu je $2^\circ 24'$, důvod, proč jsem tuto hodnotu uvedl je to, aby elektromobil mohl ještě pohybovat minimální rychlostí do svahu. Hodnotu ze svahu uvažuji 1° z důvodu, aby vozidlo bylo možné rychle zastavit.



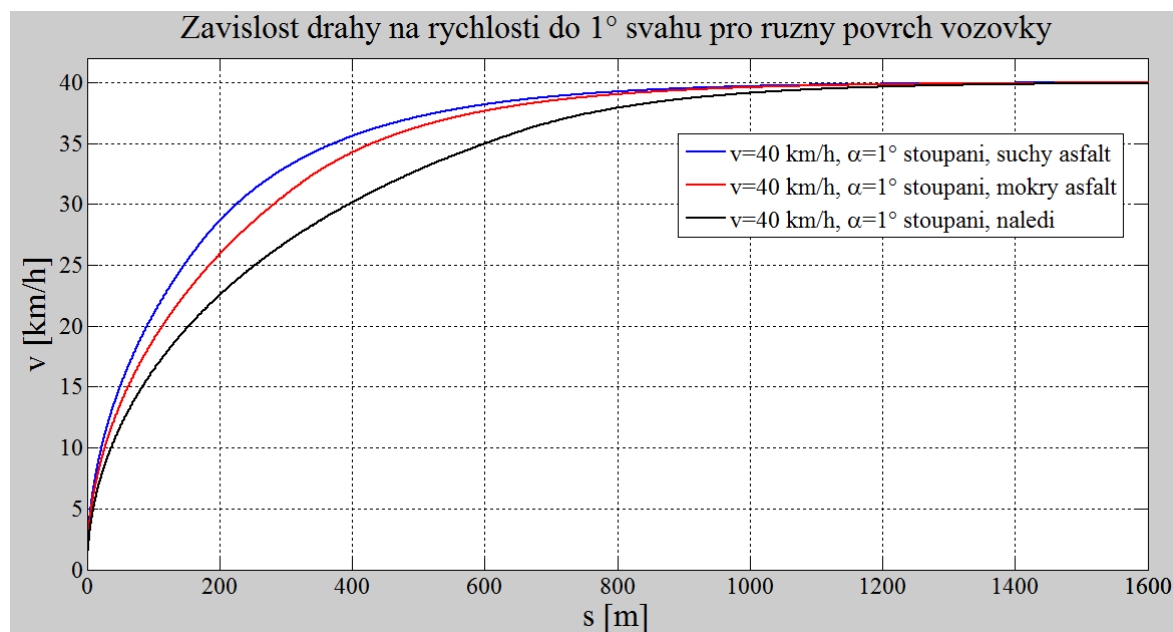
Obr. 13 Závislost rychlosti vozidla při určitém sklonu vozovky

Na obr. 14 je zobrazen příklad pohybu elektromobilu do svahu pro tři různé typy povrchu vozovky. Z jednotlivých průběhů vidíme, že se mění rychlost pro různým typem povrchu vozovky, např. suchý asfalt. Elektromobil pohybuje do svahu 1° maximální možnou rychlostí 63 km/h na rozdíl od povrchu náledí, který může pohybovat pouze 48 km/h.



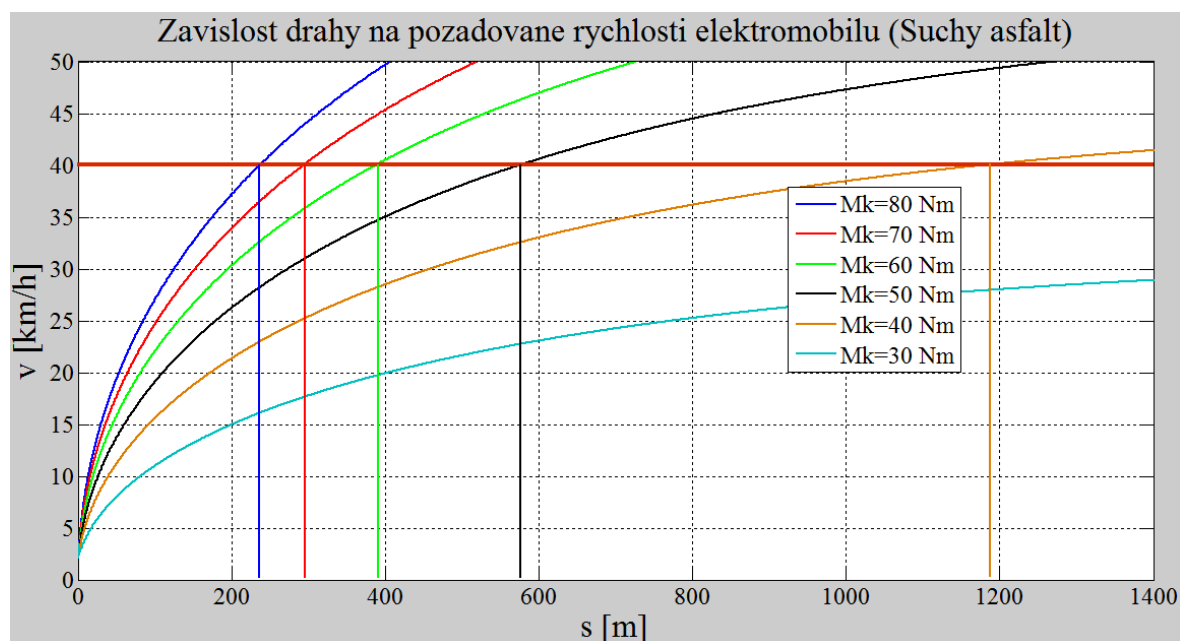
Obr. 14 Pohyb elektromobilu do svahu při různých typů povrchu vozovky

Na obr. 15 jsou znázorněny průběhy pro různé povrchy vozovky, který zrychluje a pohybuje do sklonu. Vidíme, jakou dráhu ujede elektromobil pohybující se do svahu při dosažení konstantní rychlosti. Například, jede-li vozidlo po suchém asfaltu, dosáhne požadované ustálené rychlosti za 1200 m, na náledí dosáhne ustálené rychlosti až 1450 m.

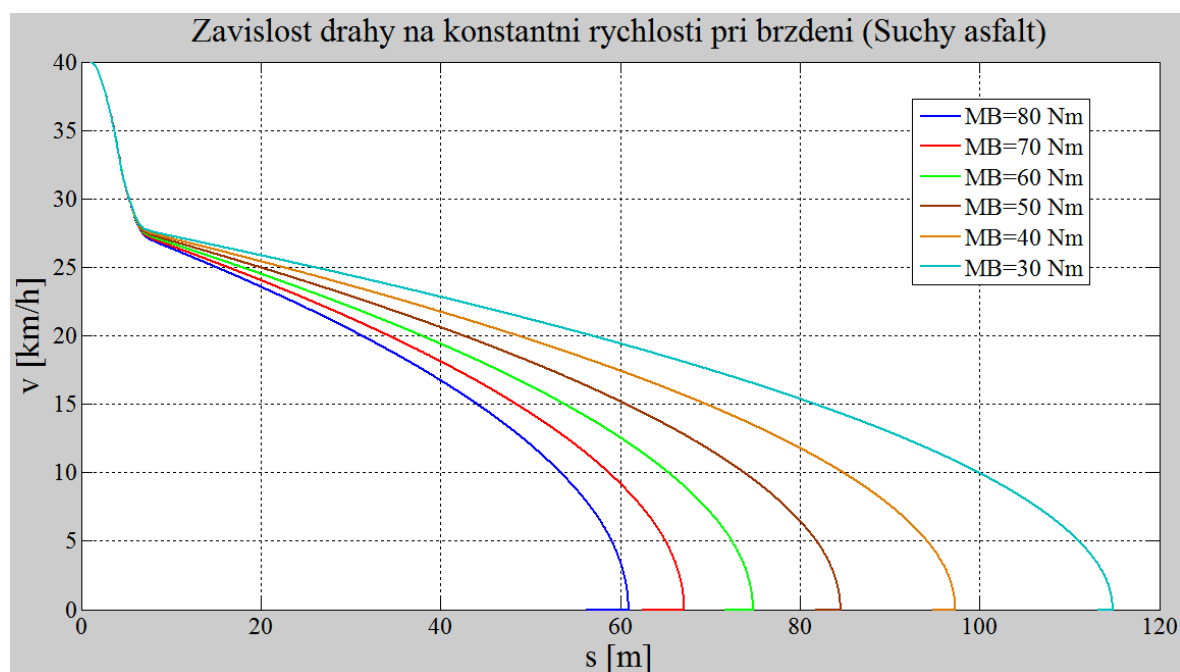


Obr. 15 Průběhy rychlosti vozidla závislé na dráze do sklonu za dosažení konstantní rychlosti vozidla

Následující obrázky obr. 16, obr. 17 jsou zobrazením průběhu pro požadovanou rychlost při rozjezdu a brzdění pro různé hnací nebo brzdné momenty na povrchu za suchého asfaltu s nulovým sklonem. Při zvyšujícím se hnacím momentu (M_k) se zkracuje dráha k dosažení požadované rychlosti, viz obr. 16. Obdobným způsobem je řešeno brzdění. Při zvyšujícím se brzdícím momentu je menší dráha pro zastavení elektromobilu, což lze vidět na obr. 17. Příklad: brzdí-li vozidlo momentem $M_B=80$ Nm, elektromobil se zastaví na 62 m, při $M_B=50$ Nm zabrzdí na 84 m.



Obr. 16 Závislost dráhy pro dosažení konstantní rychlosti pro zvolený hnací moment (M_k)



Obr. 17 Průběhy rychlosti závislé na dráze při brzdění konstantním momentem

[REZA N. JAZAR, 2008],[VLK F., 2005], [MINKS J., 2012]

4 Řízení elektronického mezinápravového diferenciálu

Tato kapitola se bude zabývat řízením velikosti hnacího momentu pro rozdělení mezi PN a ZN. Toto rozdělení bude řízeno pomocí elektronického mezinápravového diferenciálu. Koncepce řešení vychází z kapitoly č. 3, kde byl řešen způsob rozdělení hnacího momentu mezi PN a ZN. V této kapitole budou uvedeny příklady aktivních členů, které slouží pro řízení elektrického mezinápravového diferenciálu elektromobilu.

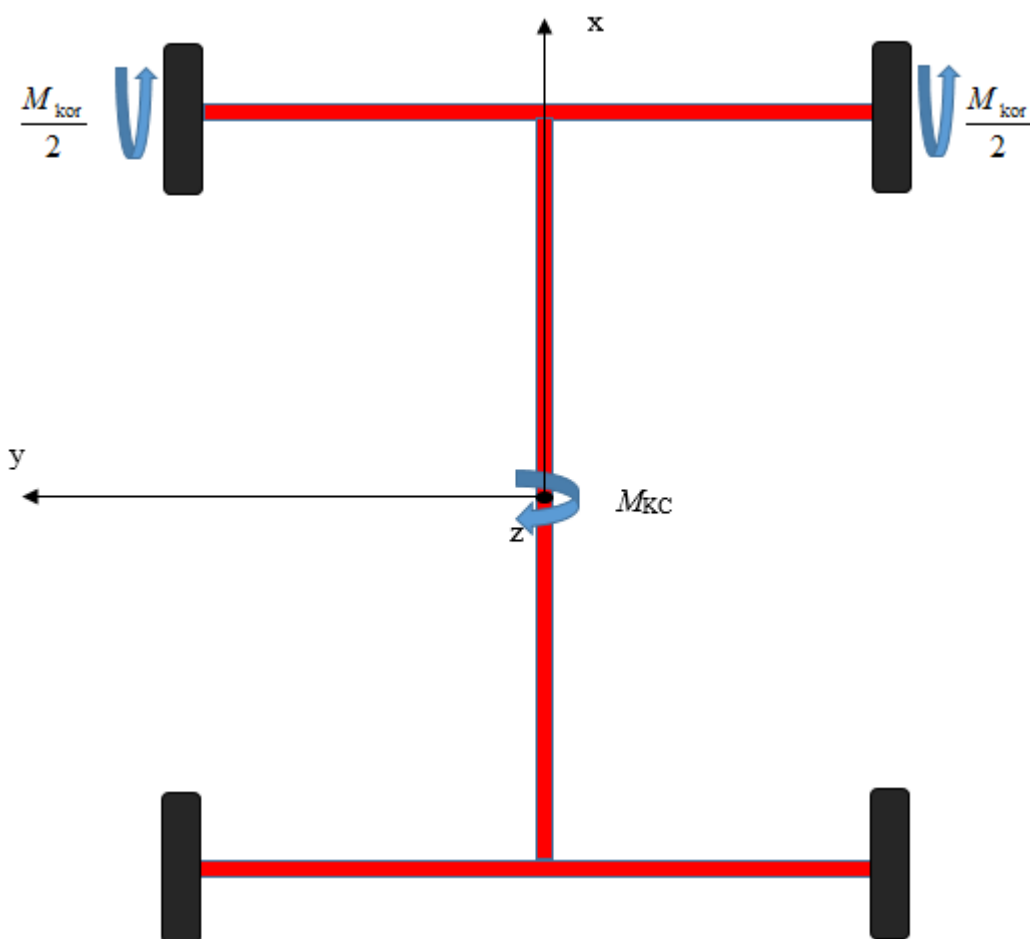
Pro zpracování a výpočet rozložení hnacího momentu musíme znát rychlost v a úhel stoupání vozovky α . Rychlost určíme z otáček jednotlivých kol elektromobilu, úhel sklonu určíme nebo výpočtem.

Klopné momenty karoserie

Při zrychlování nebo zpomalování elektromobilu dochází ke klopení karosérie kolem podélné tak příčné osy. Klopné momenty jsou tvořeny setrvačnou silou působící v těžišti odpružených hmot spolu se silou gravitační, která působí přemístění setrvačné síly během řešení dynamických stavů brzdění nebo zrychlování. Klopné momenty budou řešeny pro jízdu v podélném směru, při řešení mezinápravového diferenciálu neuvažujeme průjezd zatáčkou. Při výpočtu klopných momentů si musíme určit vzdálenost těžiště od PN a ZN. Klopné momenty naklápějí vozidlo, čímž mění radiální reakci kol připadající na PN a ZN. Změna klopného momentu mezi PN a ZN změní dynamické zatížení kol, které je ovlivňováno setrvačnou silou. Radiální reakce náprav je dána vztahy (24) a (25) uvedených v podkapitole svislého zatížení náprav. Pro jednotlivá kola připadající na PN a ZN je zatížení děleno dvěma tak, aby na obě kola byla přivedena stejná reakční síla.

Korekce prokluzu elektromobilu

Pro řešení simulace jsem si zavedl hnací moment do těžiště vozidla. Podobně jako u řešení elektronického diferenciálu elektromobilu s odděleným pohonem kol jsem zavedl korekční hnací moment M_{kor} . Korekční moment jsem zavedl nejdříve při rozjezdu na kola PN, jak můžeme vidět na obr. 18.



Obr. 18 Zavedení korekčního momentu a hnacího momentu modelu

Tento způsob byl vložen do simulace a byl výpočtem korekční moment pro jednotlivé rychlosti v rozsahu od 0÷70 km/h pro zrychlení i brzdění elektromobilu pro různé úhly stoupání i klesání. S využitím korekčního momentu byly upraveny rozdíly přiváděného momentu elektromobilu na nápravy. Postupným zvyšováním rychlosti a úhlu sklonu byly získány hodnoty korekční síly.

Rozložení hnacího momentu na kola

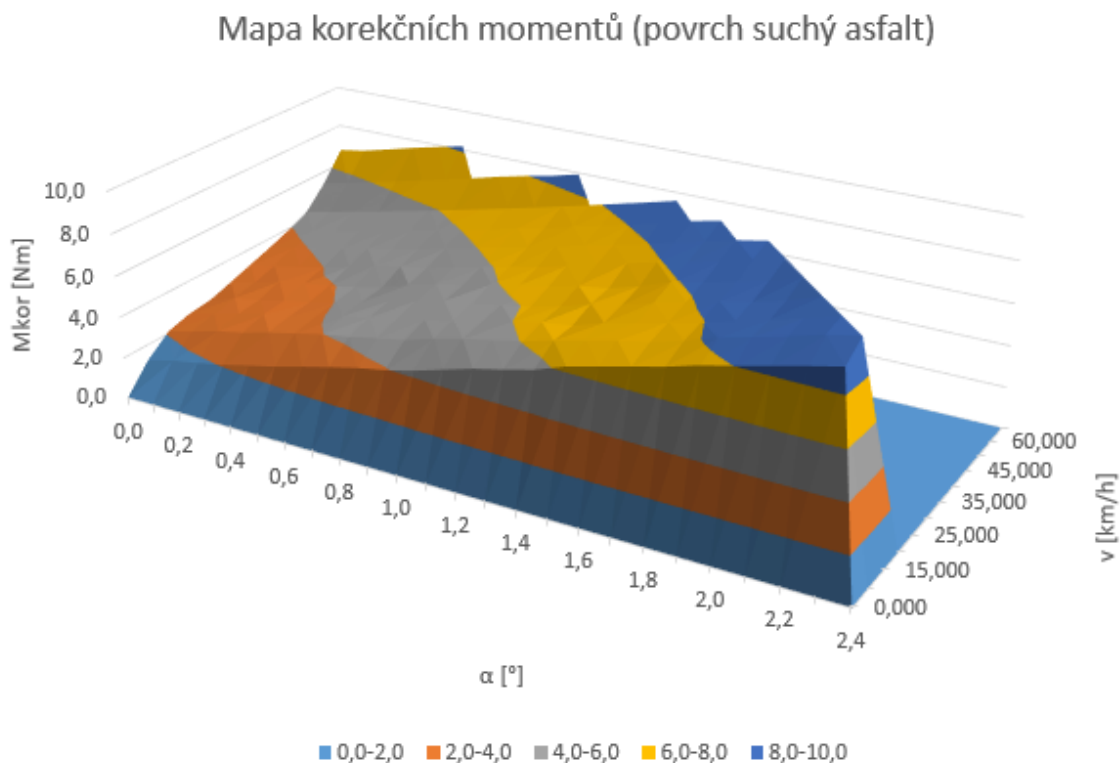
Celkový hnací moment připadající na kola musí splňovat požadavky řidiče elektromobilu a nesmí nastat, aby korekční momenty požadavky řidiče ovlivňoval. Tyto požadavky budou zajištěny tímto způsobem, že k žádanému hnacímu momentu bude přičten korekční moment podle vztahu pro jednotlivá kola následovně:

$$\begin{aligned}
 M_{PP} &= \frac{M_{KC}}{4} - \frac{M_{kor}}{4} && \text{pro PP kolo} \\
 M_{PL} &= \frac{M_{KC}}{4} - \frac{M_{kor}}{4} && \text{pro PL kolo} \\
 M_{ZP} &= \frac{M_{KC}}{4} + \frac{M_{kor}}{4} && \text{pro ZP kolo} \\
 M_{ZL} &= \frac{M_{KC}}{4} + \frac{M_{kor}}{4} && \text{pro ZL kolo}
 \end{aligned} \tag{29}$$

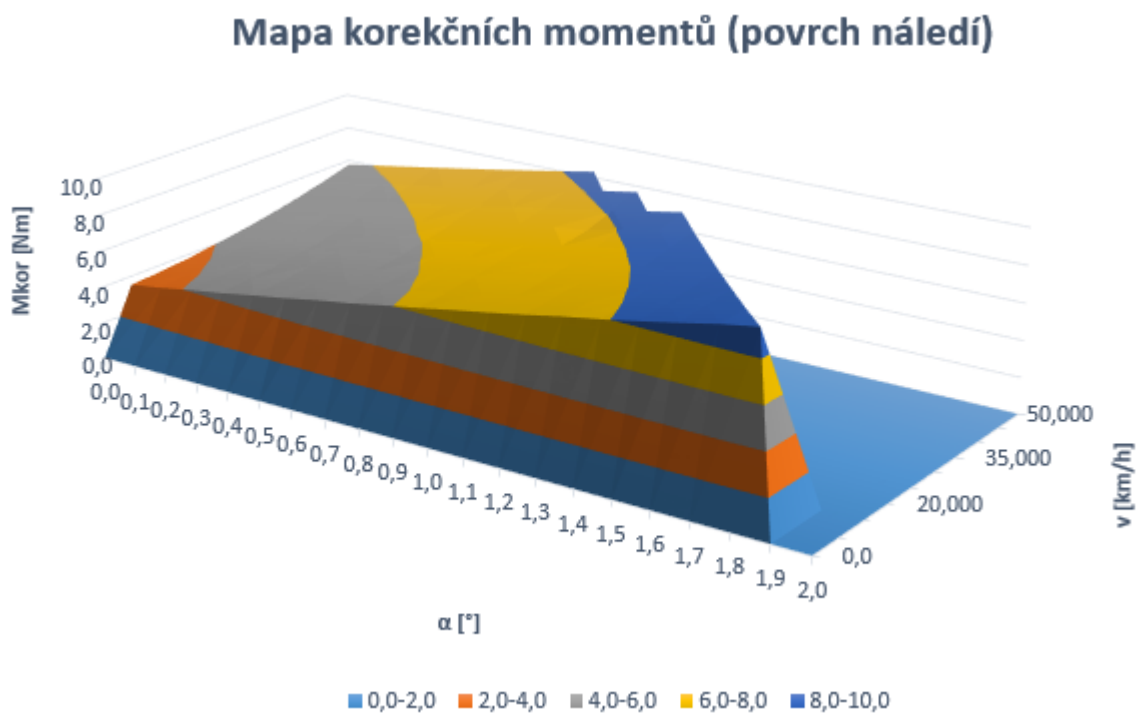
Výsledný hnací moment není ovlivněn využitím korekčního momentu, což dokáže následující vztah pro určení celkového hnací moment získané dosazením ze vztahu (29):

$$\begin{aligned}
 M_{KC} &= M_{PP} + M_{PL} + M_{ZP} + M_{ZL} + \frac{M_{kor}}{4} + \frac{M_{kor}}{4} - \frac{M_{kor}}{4} - \frac{M_{kor}}{4} \\
 M_{KC} &= M_{PP} + M_{PL} + M_{ZP} + M_{ZL}
 \end{aligned} \tag{30}$$

Na obr. 19 a obr. 20 jsou znázorněny 3D grafy, které určují korekční moment pohybující se elektromobilu do svahu. Tyto mapy budou následně použity pro korekci přiváděného hnacího momentu na nápravu. Jeho tabulky jsou uvedeny v příloze A.



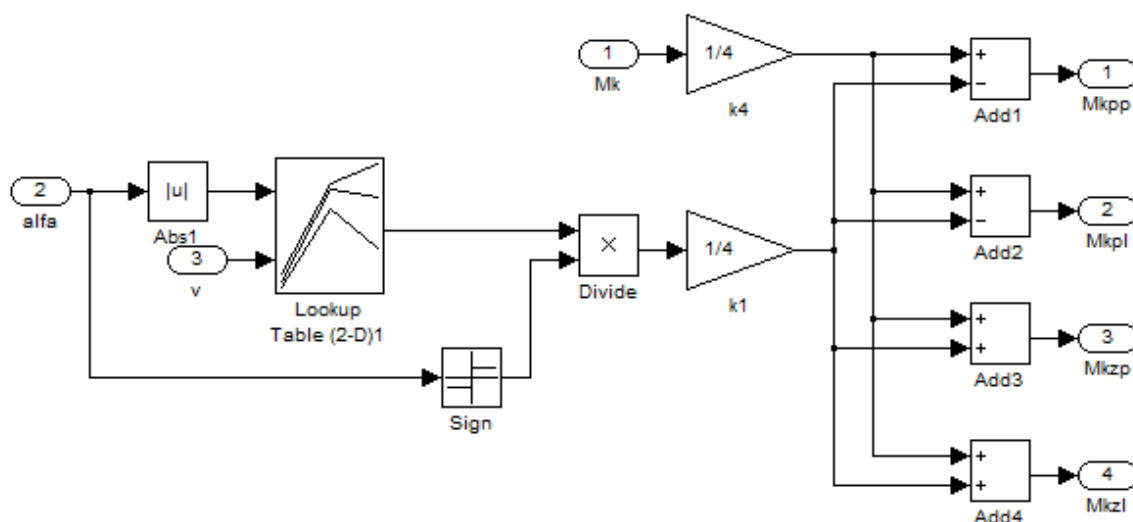
Obr. 19 Mapa korekčního moment závislá na rychlosti a úhlu sklonu vozovky pro povrch suchý asfalt



Obr. 20 Mapa korekčního moment závislá na rychlosti a úhlu sklonu vozovky pro povrch náledí

Způsob výpočtu hnacího momentu (M_k)

Způsob výpočtu je prováděno pomocí funkce lookup table, do kterého nahrajeme tabulku se zjištěnými hodnotami a následně provedeme sečtení nebo odečtení korekčního momentu tak, jak je dána vztahy (29).

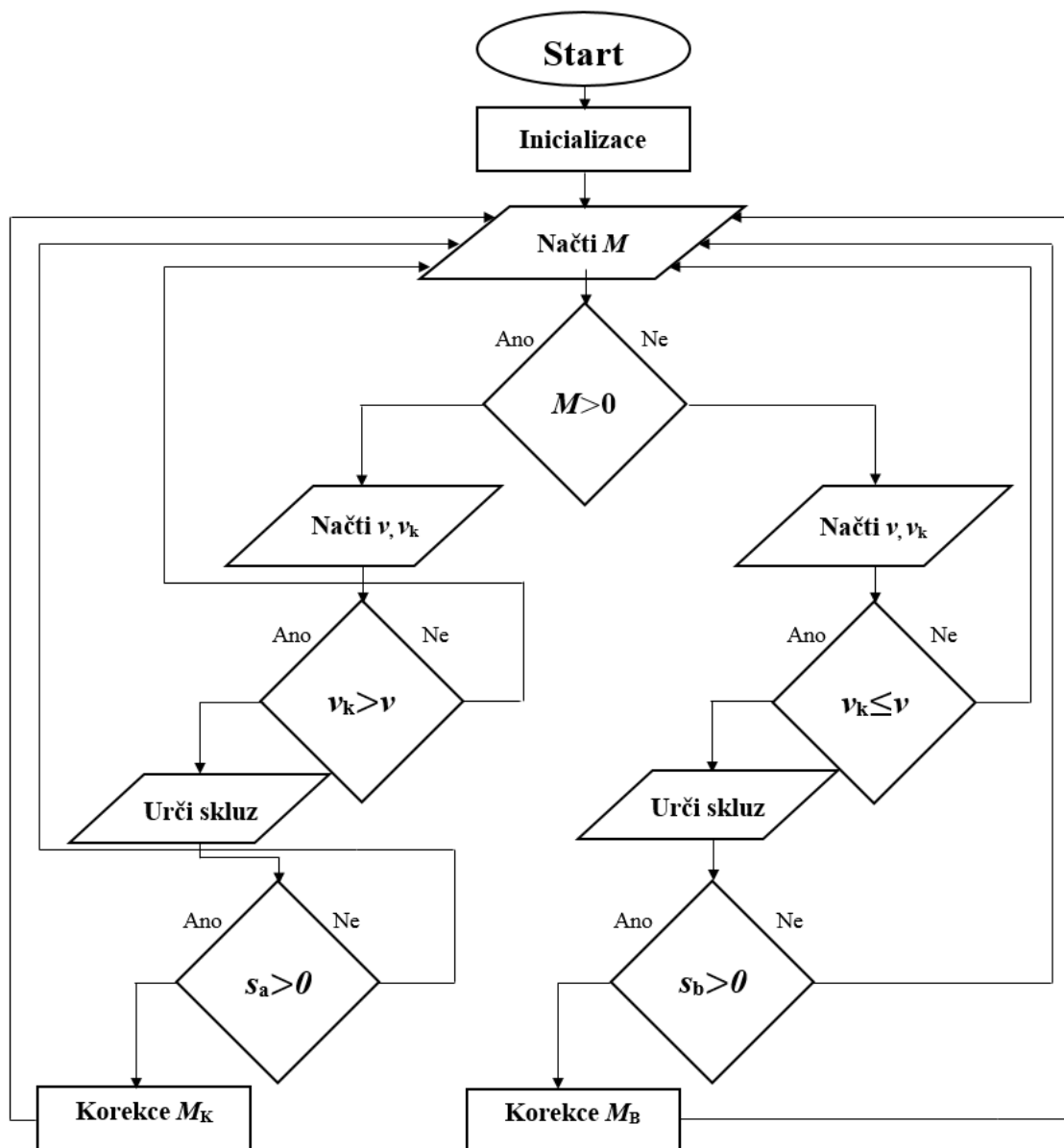


Obr. 21 Způsob výpočtu hnacího momentu pro řízení mezinápravového diferenciálu
[MINKS J., 2012]

[MINKS J., 2012]

5 Algoritmus řízení mezinápravového diferenciálu a způsob komunikace.

Algoritmus řízení mezinápravového diferenciálu demonstračního vozidla vychází z kapitoly 4 a 5, kde jsou použity rovnice, pro návrh vyhotovení modelu. Na obr. 22 je navržen postup řízení mezinápravového diferenciálu.

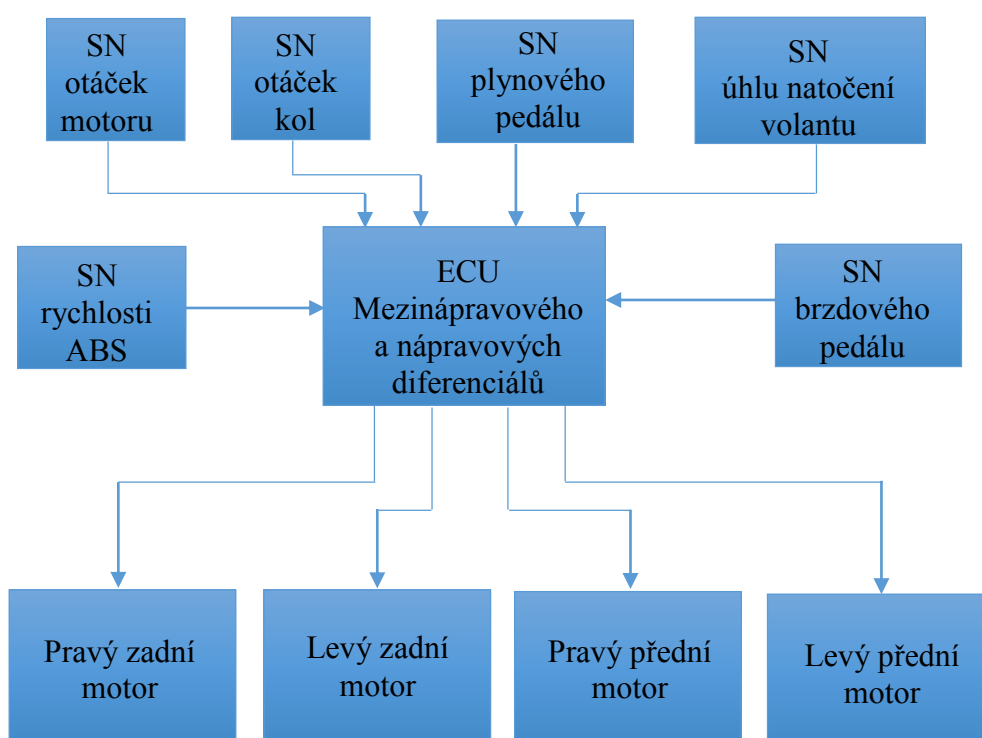


Obr. 22 Návrh algoritmu řízení mezinápravového diferenciálu

Z obr. 22 provedeme popis jednotlivých bloků. **Start** je příprava programu provádějící následující funkce. **Inicializace** je načtení proměnných hodnot (například čelní plocha, součinitel třecích ploch, úhel sklonu, rozvor nápravy...). **Načtení momentu (M)** načte

hodnotu momentu a provede první podmínku, podle které rozdělíme na hnací a brzdný moment. ***Načti rychlost vozidla a kol v , v_k*** načte hodnoty rychlosti vozidla a rychlost pohybu kol. Při načtených první podmínky určí, jestli rychlost kola a rychlost těžiště vozidla splňuje danou podmínku. Není-li podmínka splněna, skluz se rovná nule a vrátí se načtení momentu a cyklus provede znova. Je-li podmínka splněna, provede se výpočet skluzu. Když skluz je větší, jak nula, provede se korekce. Výstupy z korekce a nesplněných podmínek skluzu, které se rovnají nule, se přepoše na začátek načtení momentu. Postup provedení řešení se opakuje.

Komunikace bude prováděna přes CAN sběrnici, protože potřebujeme rychlou reakci na změnu chování elektromobilu. Návrh blokové komunikace je znázorněn na obr. 23.

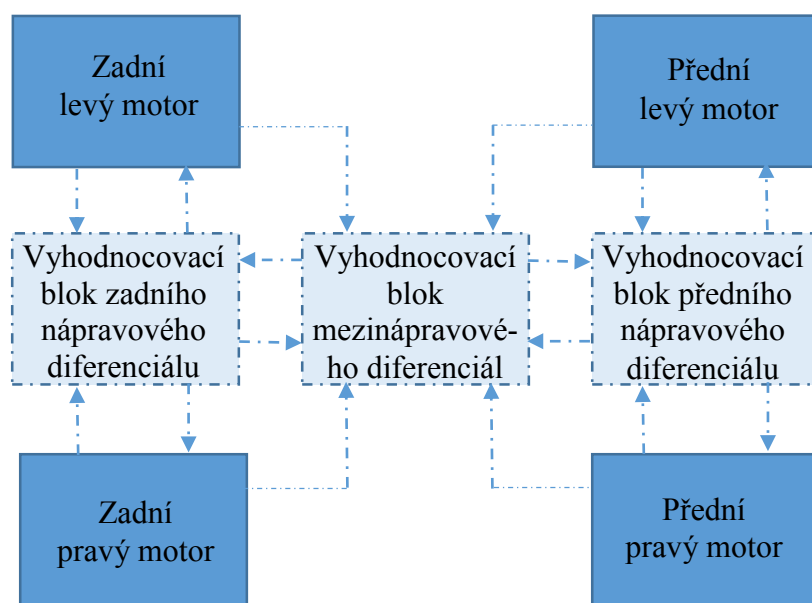


Obr. 23 Vzájemná komunikace pohonu všech kol

kde ECU, je řídicí jednotka pohonu vozidla

Řízení pohonu všech kol je reprezentováno pomocí jedné ECU, která přijímá data ze snímačů, které jsou zobrazeny na obr. 23 v horní polovině obrázku, které následně ECU zpracovává data přijatá a podle vytvořených algoritmů se provádí vyhodnocení. Naprogramované algoritmy z přijatých dat ze snímačů ECU provedou zpracování údajů a rozešlou informace na jednotlivé motory. Tyto motory následně přenášejí hnací moment na jednotlivá kola. Tento princip vyhodnocení se provádí cyklicky.

Na obr. 24 je zobrazena vnitřní struktura ECU. Tato vnitřní struktura provádí vyhodnocení, které je rozděleno do tří vyhodnocovacích bloků a to na PN a ZN diferenciál a mezinápravový diferenciál. Jak můžeme vidět u vnitřní struktury, že nejsou zobrazeny vstupní informace vstupující do ECU. Jak můžeme vidět vyhodnocovací blok mezinápravového diferenciálu, který přijímá nejen informace z vyhodnocovacích bloků náprav diferenciálu, ale bere také zpětnou vazbu vycházející z motorů. Dalšími vyhodnocovacími bloky jsou, jak bylo zmíněno, nápravové diferenciály. Nápravový diferenciál přijímá informace jak z motoru, tak informace z vyhodnocovacího mezinápravového diferenciálu a následně provádí změnu velikosti momentů na jednotlivá kola. Informace vysílané z motoru slouží pro zpětnou kontrolu, jestli bylo rozdělení hnacího momentů provedeno správně. Z výstupu vyhodnocovacího bloku mezinápravového diferenciálu vstupují data do vyhodnocovacího bloku nápravového diferenciálu a podle dat upraví hnací moment, který je rozdělen na PN a ZN.

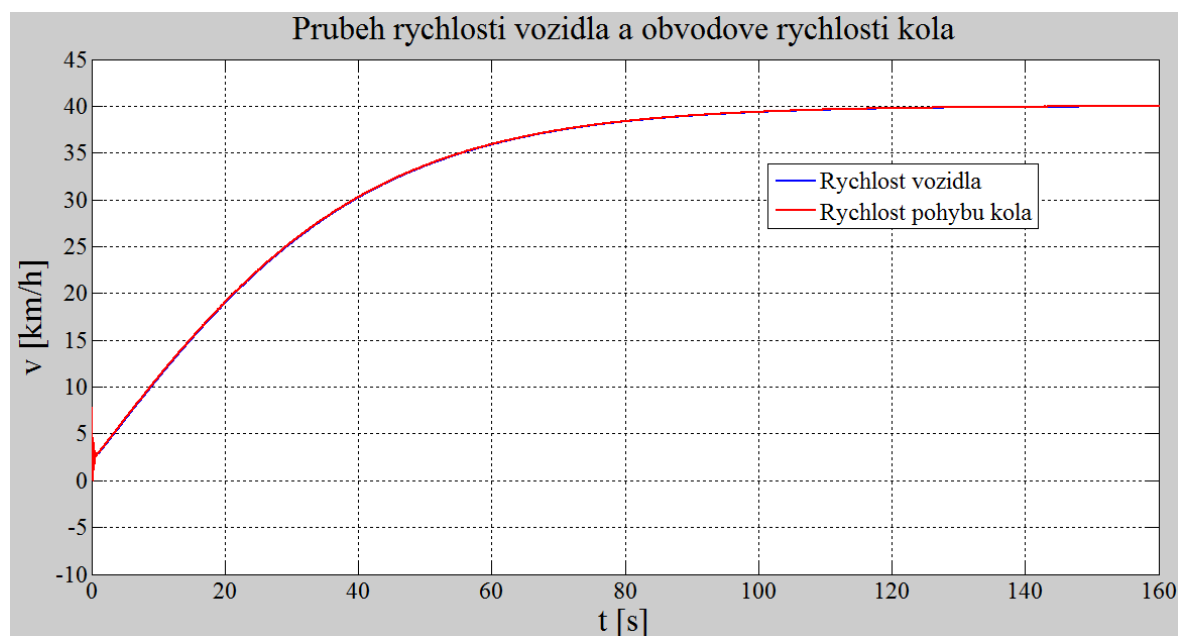


Obr. 24 Virtuální komunikace elektronického mezinápravového diferenciálu

6 Vyhodnocení chování elektromobilu

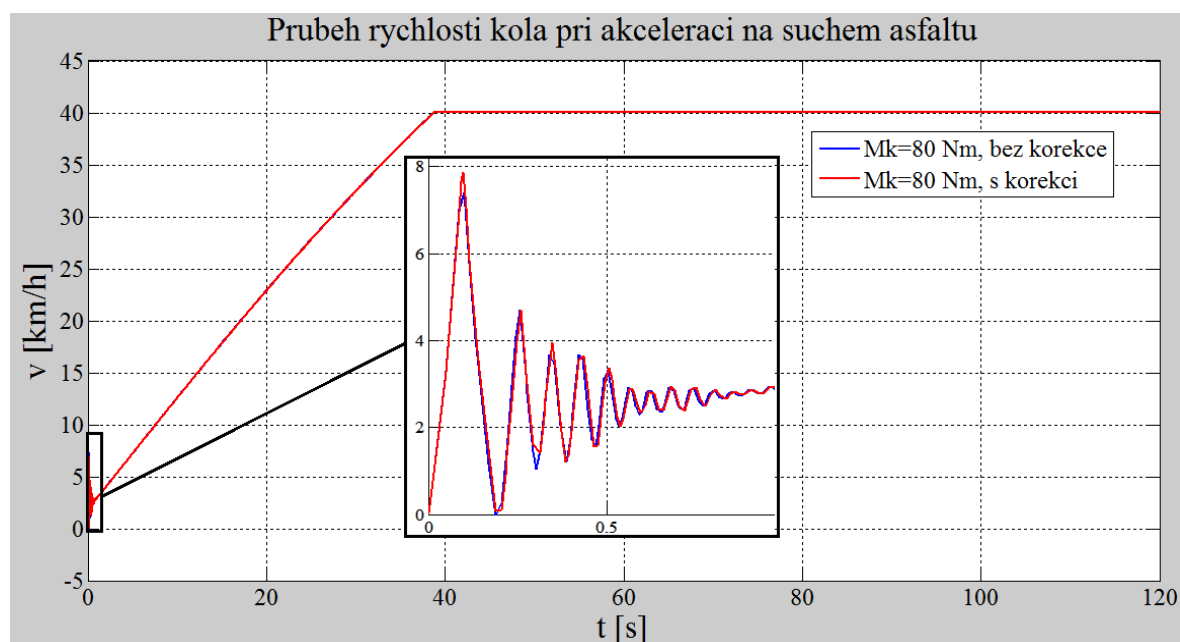
Chování elektromobilu posuzováno v situacích při rozjezdu a brzdění. Provádí se porovnání vlastností neřízeného a řízeného rozložení hnacího momentu mezi PN a ZN. Neřízené rozložení hnacího momentu je využito u koncepcí bez mezinápravového diferenciálu, kde je rozložení hnacího momentu mezi PN a ZN v poměru 50:50. Řízené rozložení hnacího momentu mezi PN a ZN využívá elektronického mezinápravového diferenciálu, který rozděluje hnací moment z hlediska vlastností povrchu vozovky. Výsledky získané v této části neaplikují korekce 3D grafů, vychází z maximálním požadovaného hnacím momentem, který se rovná 80 Nm na nápravu.

Na obr. 25 je zobrazen průběh rychlosti vozidla zrychlující z nulové rychlosti až do požadované rychlosti elektromobilu. Další průběh znázorňuje rychlost pohybu kol. Na obrázku je zobrazen pouze jeden průběh obvodové rychlosti kola, protože během akcelerace jsou průběhy stejné. Zobrazené průběhy nám říkají, že rychlost elektromobilu a rychlost kola jsou stejné. Na začátku průběhu však můžeme vidět kmitání, což naznačuje, že kola se dostala při rozjezdu elektromobilu do prokluzu. Detaily o prokluzu při rozjezdu zobrazují obr. 26 a obr. 27.



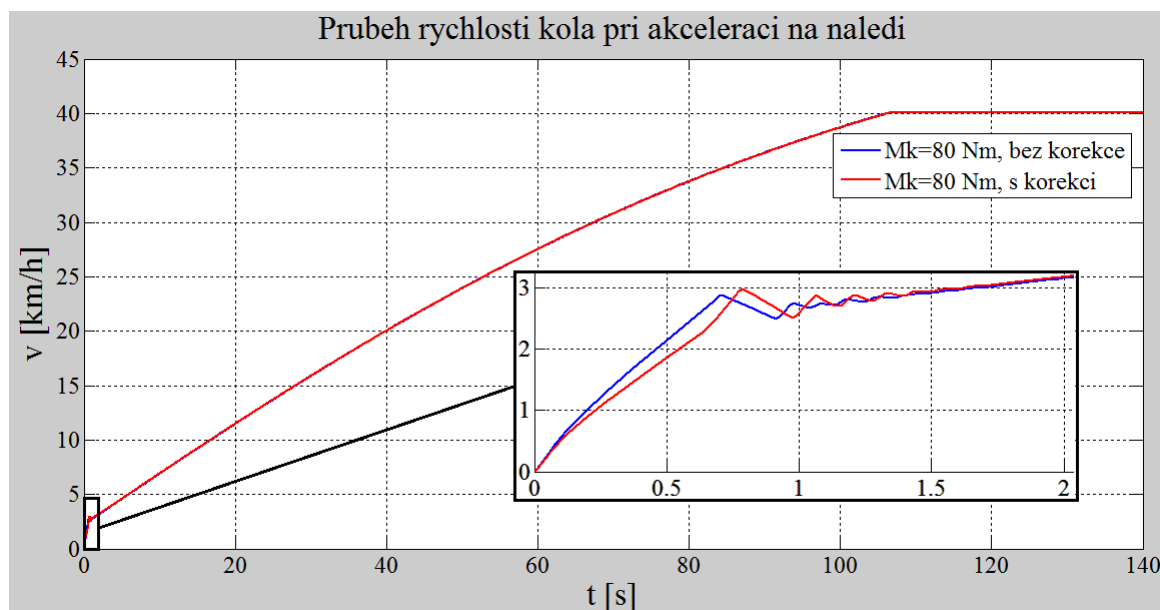
Obr. 25 Zavislost rychlosti na čase elektromobilu (Suchý asfalt)

Při zvoleném hnacím momentu na kola (M_k) a rychlosti elektromobilu jsou zobrazeny průběhy při rozjezdu. Na obr. 26 a obr. 27 jsou znázorněny průběhy elektromobilu s rozložením hnacích momentů mezi PN a ZN v poměru 50:50, ze kterého jsem vycházel pro model. Modrou barvou je označeno pevné rozdělení momentu a červená barva značí elektronický řízený mezinápravový diferenciál. Jak si můžeme všimnout, průběhy jsou stejné, rozdíl je pouze při rozjezdu. Na obr. 26 pro povrch suchý asfalt vidíme v detailu prokluz kola a jeho následné řízení. Zde vidíme nepatrný rozdíl, řízený elektrický mezinápravový diferenciál má amplitudu rychlosti stejnou jako klasická koncepce bez rozdělení hnacího momentu, rozdíl vzniká v časové oblasti.



Obr. 26 Rychlost pohybu kola během akcelerace (Suchý asfalt)

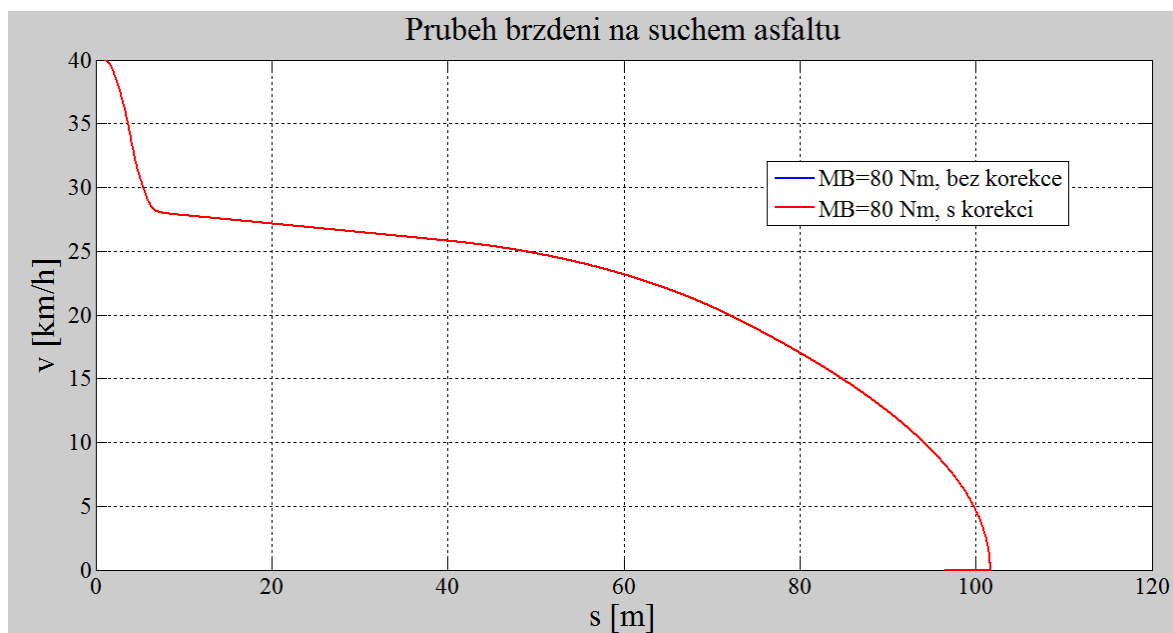
Na rozdíl od předchozího obrázku na obr. 27 lze vidět rozdíl řízeného rozložení hnacího momentu a neřízeného rozložení hnacího momentu. Na povrchu „náledí“ se objevuje častější prokluz než na povrchu „suchý asfalt“. Prokluz vzniká při rozjezdu tím způsobem, že rychlost kola prudce vzroste než by mělo správně narůstat. V této situaci se nám nejvíce uplatní řízený mezinápravový diferenciál, který eliminuje strmost náběhu rychlosti kola, tím se rychleji a snadněji dostane ze situace, když prokluzoval.



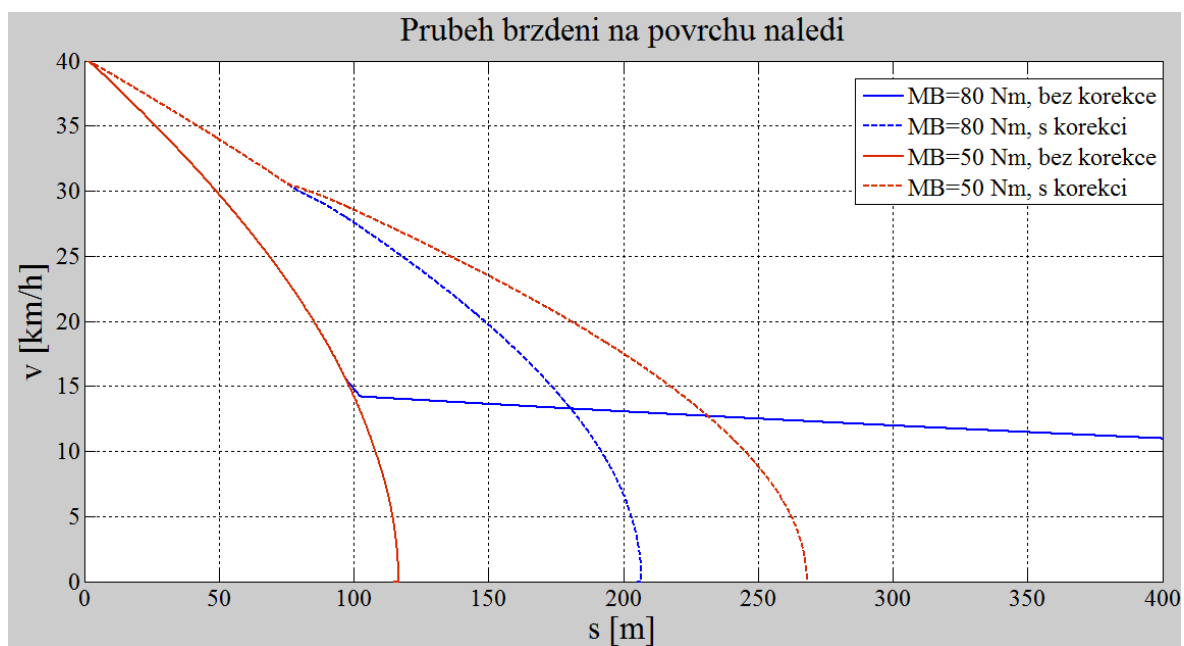
Obr. 27 Rychlost pohybu kol během akcelerace (Náledí)

Další částí je vyhodnocení chování elektromobilu při brzdění. Tyto situace jsou řešeny pro stejný povrch vozovky, jak to bylo při rozjezdu. Na obr. 28 není vidět žádný rozdíl mezi pevným rozdělení hnacího momentu a řízeným rozdělením hnacího momentu. Pro tuto rychlost kol můžeme použít při brzdění, jak pevného rozdělení, tak řízeného rozdělení hnacího momentu. Při této situaci elektromobil má stejné vlastnosti jako na vodorovné podložce. Zásadní rozdíl je na povrchu „náledí“, na kterém elektromobil při brzděném momentu $M_B=80$ Nm nedokáže zastavit. V této situaci se elektromobil prakticky stává neovladatelné a může dojít k havárii. Pro tento stav je proto navržen řízený elektronický mezinápravový diferenciál, který rozloží hnací moment mezi PN a ZN, tak aby elektromobil byl nejen schopen zastavit za krátký čas, ale taky aby se stal na tomto povrchu ovladatelný. Další průběh, který je zobrazen červenou barvou je při $M_B=50$ Nm. Tato situace je odlišná. Elektromobil dokáže zastavit, ale stává se neovladatelným, dochází k prudkému brzdění, takže i pro tento stav je vhodné řízení. Nevýhodou při použití řízení je to, že elektromobil zastaví, až při dvojnásobné dráze. Není to celková brzděná dráha, zkrácení

vzdálenosti při brzdění nám pomáhají i aktivní systémy, kterým je například ABS nebo při rozjezdu ASR.



Obr. 28 Průběh brzdění elektromobilu (Suchý asfalt)



Obr. 29 Průběh brzdění elektromobilu (Náledí)

Pro tyto povrchy vozovky jsou sestaveny tabulky pro korekční moment, který rozděluje hnací moment mezi PN a ZN, které jsou následovně:

Tab. 5 Korekční momenty při rozjezdu

Suchý asfalt												
α [°]	v [km/h]											
	0,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	60,0	70,0
0,0	0,0	10,15	10,11	10,06	9,98	9,89	9,77	9,60	9,49	9,31	8,92	8,51
Rozložení hnacího momentu (M) mezi PN a ZN									44,17:55,83			
Náledí												
α [°]	v [km/h]											
	0,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	60,0	70,0
0,0	0,0	9,65	9,61	9,54	9,47	9,38	9,26	9,08	8,99	8,82		
Rozložení hnacího momentu (M) mezi PN a ZN									43,73:55,27			

Tab. 6 Korekční momenty během brzdění

Suchý asfalt												
α [°]	v [km/h]											
	0,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	60,0	70,0
0,0	0,0	- 1,92	- 1,92	- 1,91	- 1,91	- 1,90	- 1,89	- 1,88	- 1,87	- 1,85	- 1,82	- 1,79
Rozložení hnacího momentu (M) mezi PN a ZN									51,16:48,84			
Náledí												
α [°]	v [km/h]											
	0,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	60	70
0,0	0,0	- 31,36	- 31,39	- 31,41	- 31,44	- 31,48	- 31,52	- 31,57	- 31,63	- 31,69		
Rozložení hnacího momentu (M) mezi PN a ZN									69,71:30,29			

Pevné rozložení hnacího momentu se využívá rozložení mezi PN a ZN v poměru 50:50, jak na povrchu vozovky náledí, tak pro povrchu suchý asfalt. Využití řízeného rozložení hnacího momentu připadající na PN a ZN je pro rozjezd 44,17:55,83 na suchém asfaltu a pro náledí odpovídá poměr rozložení momentů 43,73:55,77. Při brždění je rozložení hnacího momentu mezi PN a ZN pro pevné rozdělení poměr 50:50 u řízeného pro suchý asfalt je poměr 51,16:48,84. Největší využití rozložení hnacího momentu je pro povrch náledí, který je 69,71:30,29.

Závěr

Cílem práce je návrh řízení elektronického mezinápravového diferenciálu. Návrh vychází z poznatků mechanické koncepce mezinápravového diferenciálu. V první kapitole jsou popsány různé typy diferenciálů a jejich vlastnosti umístění. Další část diplomové práce je popis funkce pohonu všech kol, kde je řešena možnost připojení pohonu všech kol buď jako stálé přiřazení pohonu všech kol, nebo připojitelná zadní náprava. V pohonech všech kol se uplatňuje mezinápravový diferenciál, který má různé koncepce provedení. Další část se zabývá rozložením hnacího momentu mezi přední a zadní nápravu. V této kapitole jsou příklady akčních systémů, které rozdělují hnací moment mezi přední a zadní nápravu. Získané poznatky jsou následně využity pro řešení návrhu numerického modelu mezinápravového diferenciálu.

V další části diplomové práce je řešen numerického návrh pohonu všech kol s oddělením mezinápravovým diferenciálem. V této části jsou popsány vztahy použité při tvorbě numerického modelu. Jsou analyzovány vlastnosti, které ovlivňují jízdu vozidla. Teoretické vztahy byly použity pro vytvoření numerického modelu v prostředí MATLAB SIMULINK. Tento model se dělí do tří částí na model vozidla, model kol a model reakční síly působící na přední nápravu.

Třetí část práce se věnuje návrhu algoritmu mezinápravového diferenciálu vloženého do numerického modelu vozidla. Je navržen algoritmus chování elektromobilu, který realizuje podmínky pro stav rozjezdu a brzdění elektromobilu. V této části je popsán způsob vzájemné komunikace řídicí jednotky elektromobilu, které snímače jsou důležité pro správné chování elektronického mezinápravového diferenciálu. Je popsána vzájemná komunikace mezi jednotlivými vyhodnocovacími bloky, které následně upraví požadovaný krouticí moment pro jednotlivé motory.

Poslední část se věnuje vyhodnocení vlastností řízení s elektronickým mezinápravovým diferenciálem. Vyhodnotil jsem chování elektromobilu s rozložením hnacího momentu 50:50 a porovnal s řízeným rozložením hnacího momentu. Znázornil jsem průběhy při rozjezdu a brzdění elektromobilu. Ověřil jsem vlastnosti a funkce mezinápravového diferenciálu.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc. za odborné vedení a cenné rady při vypracování této diplomové práce.

Použitá literatura

- 1 ACHTENOVÁ, G. & TŮMA, V. 2009: Vozidla s pohonem všech kol (4×4)-1 vydání, BEN-technická literatura, Věšínova 5, Praha 10, 2009 384 s. ISBN 978-80-7300-236-7
- 2 AUTOSALON AMG: Elektronický trakční systém. Internet, prohlíženo 2014
Dostupné z www: <URL:
http://www.mercedes-praha.cz/technika_detail.php?textid=12>
- 3 BLAŽÁK, O. 2008: Pohon 4×4 U osobních vozidel.: Bakalářská práce, Brno, 2008. 32 s.
Dostupné z www: <URL:
<https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/6329/Bakal%C3%A1%C5%99sk%C3%A1%20pr%C3%A1ce-Pohon%204x4%20u%20osobn%C3%ADch%20automobil%C5%AF.pdf?sequence=1>>
- 4 BOLDÁK, M. 2012: Mezinápravová lamelová spojka Haldex: Prezentace Hradec Králové 2012. 16 s.
Dostupné z www: <URL:
<http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=7&ved=0CFoQFjAG&url=http%3A%2F%2Fdumy.cz%2Fstahnout%2F113348&ei=ruP4UsysIeWX7QbCoYC4AQ&usg=AFQjCNGX2KJLSyRUmQ2Ou0kvDbqbLny cVQ&bvm=bv.60983673,d.bGE>>
- 5 ČERVENAK, M. 2011/2012: Pohon všech kol vozidla Škoda: Maturitní práce Praha1, 2011/ 2012. 40 s. Maturitní práce (Vyšší odborná škola a Střední průmyslová škola dopravní)
Dostupný z www:< URL: <http://www.spsdmasna.cz/dokumenty/mp-dopravni-prostredky.pdf>>
- 6 ERJAVEC, J. 2004: Automotive Technology: A System Approach, 4th Edition, USA 2004, Thomson Learning, 1401 str. ISBN 1-4018-4831-1

- 7 HERKA, M. 2009: Současný stav vývojové tendence v konstrukci diferenciálu: Bakalářská práce Brno 2009. 28 s.
Dostupné z www: <URL:
<https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/11633/diferenci%C3%A1l%20final%20verze.pdf?sequence=1>>
- 8 HRÁDEK, Z. 2008: Pohon 4x4 osobních vozidel: Bakalářská práce Brno, 2008. 32 s.
Dostupný z www:< URL:
<https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/6329/Bakal%C3%A1%C5%99sk%C3%A1%20pr%C3%A1ce-Pohon%204x4%20u%20osobn%C3%ADch%20automobil%C5%AF.pdf?sequence=1>>
- 9 KIENKE, K. & NIELSEN, L. 2005: Automotive Control Systems. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 512 str. 2nd edition. ISBN 3-540-23139
- 10 KIMLOVÁ, A. 2013: Diferenciály sportovních vozů: Bakalářská práce Brno, 2009. 36 s.
Dostupné z www: <URL:
https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/22381/Kimlova.A_Diferencialy_sportovnich_vozu_2013.pdf?sequence=1>
- 11 KOPEČEK, M. 2012: Diferenciály sériových a závodních vozidel: Bakalářská práce Brno, 2012. 44 s.
Dostupný z www:< URL:
<https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/5178/diferencialy.pdf?sequence=1>>
- 12 KOZÁK, O. 2010: Diferenciály osobních automobilů: Bakalářská práce Brno, 2010. 33 s.
Dostupné z www: <URL:
https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/2351/Kozak.O_Diferencialy_2010.pdf?sequence=1>

- 13 KRESTA, V. 2010: Návrh samosvorného diferenciálu závodního automobilu: Diplomová práce Brno, 2010. 70s.
Dostupné z www: <URL: https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/15792/2010_DP_Kresta_Vojtech_85365.pdf?sequence=2>
- 14 KRIZNIK 2009: Elektronická závěra diferenciálu. 2009. <http://audiklub.cz>
Dostupné z www: <URL: <http://audiklub.cz/techwiki/eds>>
- 15 MERCEDES-BENZ. 2014:Pohon všech kol-4MATIC, Internet, prohlíženo 2014:
Dostupné z www: <URL: http://www.mercedes-benz.cz/content/czechia/mpc/mpc_czechia_website/czng/home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/a-class/w176/facts_/drivetrain/4matic.html>
- 16 MINKS J. 2012: Elektronický diferenciál elektromobilu s odděleným pohonem kol.: Diplomová práce Ostrava, 2012 68 s.
Dostupné z www:<URL: <http://dspace.vsb.cz/handle/10084/94209>>
- 17 MITSUBISHI MOTORS. 2011: Systém 4WD vozů Mitsubishi Technická informační příručka. 2011. 20 s., prohlíženo 2014:
Dostupné z www: <URL: <http://www.mitsubishimotors.sk/modely/katalogy/priducka-4wd.pdf>>
- 18 MYNÁŘ J. 2013: Návrh a dimenzování trakčního pohonu vozidla se systémem IWD.: Diplomová práce Ostrava, 2013 56 s.
Dostupné z www:<URL: <http://dspace.vsb.cz/handle/10084/99955>>

- 19 RAJAMANI, R. 2012: Vehicle Dynamics and Control. London: Springer New York Dordrecht Heidelberg, 2012. 492 str. e-ISBN 978-1-4614-1433-9
- Dostupné z www: <URL:
<https://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=5&ved=0CFIQFjAE&url=http%3A%2F%2Fbib.convdocs.org%2Fv34721%2F%3Fdownload%3D1&ei=5QfcUsvDIsrNhAfQxoHQDQ&usg=AFQjCNGSytgNcN8XtU4IUpfB9ij9UUjvAQ&sig2=PSBPXeM5q2dWp0PKgZJk7w&bvm=bv.59568121,d.ZG4&cad=rja>>
- 20 REZA N. JAZAR 2008: Vehicle Dynamics: Theory and Applications, 2008. Springer 1022 s., ISBN:978-0-387-747243-4
- Dostupné z www:<URL:
https://www.dropbox.com/sh/do7aftiadv0m6sn/EO9hK9BfIE/40960_10647.pdf>
- 21 ROBERT BOSCH GmbH. 2007: Automotive Handbook. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2007. 7th edition, 1192 s., ISBN 978-0-8367-1540-0
- 22 SUBARU. 2009: Mezinápravový diferenciál Subaru DCCD. Internet, 2009, prohlíženo 2014:
- Dostupné z www: <URL:
<http://subarufanclub.cz/modules.php?name=News&file=article&sid=4>>
- 23 ŠTĚRBA, P. & ČUPERA, J. 2010: Auto elektronika: Computer Press, a. s. Brno, 2010, 280 s. ISBN 978-80-251-2414-7
- 24 VLK, F. 2003: Dynamika motorových vozidel-2. vydání: Brno, 2003. 434 s. ISBN 80-239-0024-2
- 25 VLK, F. 2006: Převody motorových vozidel-1 vydání: Brno, 2006. 371 s. ISBN 80-239-6463-1

Seznam použitých příloh

Příloha A: Tabulka 1 Hodnoty korekčního momentu M_{kor} při rozjezdu závislé na rychlosti a sklonu vozovky pro povrch suchý asfalt

Příloha B: Tabulka 2 Hodnoty korekčního momentu M_{kor} při rozjezdu závislé na rychlosti a sklonu vozovky pro povrch náledí

Příloha C: Simulační modelu elektromobilu